

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ
ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
"ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ"

АКАДЕМІЯ НАУК ВИЩОЇ ОСВІТИ
УКРАЇНИ, ВІДДІЛЕННЯ МЕХАНІКИ
ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

МЕХАНІКА ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

Науково-технічний журнал

1'2012

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:

акад. АН ВО, д.т.н., проф. Є.Є. Александров

Заступники головного редактора:

акад. АН ВО, д.т.н., проф. Д.О. Волонцевич
акад. АН ВО, д.т.н., проф. А.П. Марченко

Відповідальний секретар:

к.т.н., доц. Т.К. Пильова

Члени редколегії:

акад. АН ВО, д.т.н., проф. Д.В. Бреславський
акад. АН ВО, д.т.н., проф. Ю.М. Внуков
акад. АН ВО, д.т.н., проф. Ю.С. Воробйов
акад. АН ВО, д.т.н., проф. В.С. Гапонов
акад. АН ВО, д.т.н., проф. А.І. Грабченко
акад. АН ВО, д.т.н., проф. А.Т. Лебедев
акад. АН ВО, д.т.н., проф. Г.І. Львов
акад. АН ВО, д.т.н., проф. О.К. Морачковський
акад. АН ВО, д.т.н., проф. М.А. Подригало
акад. АН ВО, д.т.н., проф. В.Б. Самородов
акад. АН ВО, д.т.н., проф. Ю.В. Тимофієв
акад. АН ВО, д.т.н., проф. А.М. Туренко

АДРЕСА РЕДАКЦІЇ:

61002 Харків-2, вул. Фрунзе, 21,
НТУ "ХПІ", каф. КГМ ім. О.О. Морозова
Тел. 707-63-55, 707-63-17

E-mail: mech_mb@meta.ua

ISSN 2078-7766

ЗМІСТ

[Президенту Академії наук вищої освіти
України](#)

Прикладна механіка

[Радиевский А. Е.](#) Вынужденное движение
гармонического осциллятора без демпфирования с
двумя управляющими воздействиями 4

Машинознавство

[Андренко П.М., Клітної В.В., Блошенко Р.Ю.](#)
Робочий процес гідравлічної гальмівної системи
літака в режимі гальмування..... 7
[Койнаш В.А., Крупко В.Г.](#) Моделирование работы
гусеничного ходового оборудования
землеройных машин 16

[Лебедев А.Ю.](#) Прогнозування надійності
лабіринтно-гвинтового насоса 24

[Періг О.В., Стадник О.М., Дериглазов О.І.](#)
Горизонтальні коливання вантажу на тросі при
рівномірному повороті стріли крану 33

Динаміка та міцність машин

[Водка А.А.](#) К вопросу о прочности и надежности
болтовых соединений гидротурбин 41

[Пивоваров Д.Б., Аврамов К.В.](#) Динамическая
устойчивость пластинки в нестационарном
потенциальном пространственном газовом
потоке 50

Транспортне машинобудування

[Клец Д.М.](#) Экспериментальное определение
коэффициента сцепления колес с дорогой 57

[Подригало М.А., Полянский А.С., Клец Д.М.,
Дубинин Е.А., Задорожня В.В.](#) Оценка
устойчивости против опрокидывания колесной
машины с учетом влияния подрессоренных масс... 65

Управління в технічних системах

Александрова И. Е., Александрова Т. Е. К вопросу синтеза робастного стабилизатора танковой пушки с использованием аппарата функций чувствительности	71
Безлепкин А.А., Кошман В.А., Смоляков В.А., Стримовский С.В., Толстоуцкий В.А. Об особенностях построения алгоритма управления гидромеханической коробкой передач многоцелевой колесной машины специального назначения	81
Бреславский Д.В., Погорелов С.Ю., Счастливцев К.Ю., Батырев Б.И., Кузнецов Ю.А., Олейник С.В. Разработка методики определения температурных градиентов волоконно-оптического гироскопа ОИУС501	90
Зимин Д.Б., Слюсаренко Ю.А., Клименко И.В. Сравнительный анализ эргономических показателей систем управления движением танка «ОПЛОТ» и танков, находящихся на вооружении армии Украины	101
Никонов О.Я., Улько В.Ю., Середина А.И., Стрельникова В.А. Социализация автомобиля на основе современных информационно-коммуникационных технологий.....	113

Технологія машинобудування

Лавриненко С.Н. Методика оценки наличия внутренних напряжений в полимерных заготовках и готовых ультрапрецизионных биоинженерных изделиях	119
Лузан С.А., Горбачевская О.М., Бица В.М. Анализ способов подготовки поверхностей деталей для напыления газотермических покрытий	124

Історія машинобудування

Андреев Ю.М., Ларин А.А. Метод структурных матриц в механике машин (история вопроса).....	129
Ольшанский В.П. Об исследованиях А.П. Филиппова в теории упругого удара.....	137

До обговорення

Литвиненко А.В., Ткачук Н.А., Васильев А.Ю., Литвин Б.Я., Шейко А.И. Совершенствование математических и численных моделей напряженно-деформированного состояния элементов бронекорпусов при действии ударной волны.....	155
Шевченко В.А. Оценка степени зависимости уровня знаний, полученных студентами по дисциплине «информатика», от выбранных факторов с помощью регрессионного анализа	162

[До відома авторів](#)

[Інформація про видавця](#)

Друкується за рішенням Вченої ради Національного технічного університету "ХПІ", протокол № 9 від 23.11.2012 р.

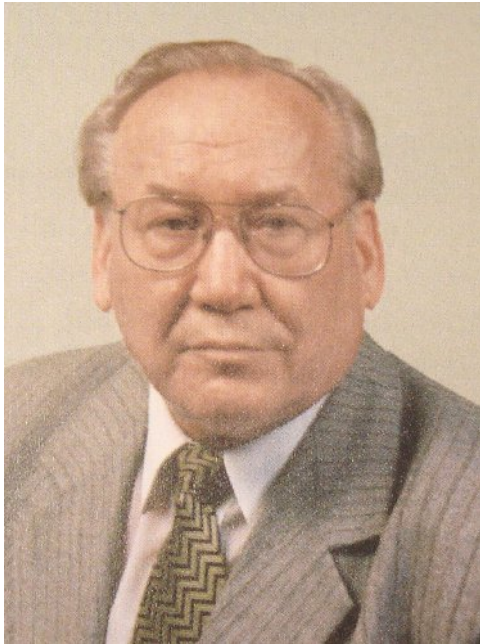
Механіка та машинобудування // Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ "ХПІ", 2012. – № 1. – 170 с.

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

© Національний технічний університет "ХПІ", 2012

Президенту Академії наук
вищої освіти України
академіку Дубині М.І.

01054, Київ-54
вул. Тургенєвська, 11



Дорогий Миколо Івановичу!

Редакційна колегія Всеукраїнського науково-технічного журналу «Механіка та машинобудування» і відділення механіки та машинобудування щиро вітають Вас з **20**-річним ювілеєм Академії наук вищої освіти України і з **15**-річчям виходу в світ першого номеру журналу «Механіка та машинобудування».

Зичимо Вам, дорогий Миколо Івановичу, міцного здоров'я та плідної праці в справі інтеграції та подальшого розвитку вузівської науки нашої рідної України.

Головний редактор журналу
«Механіка та машинобудування»,
академік

Є.Є. Александров

Голова відділення механіки та
машинобудування, академік

Д.О. Волонцевич

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

УДК 618.514.01:517.977.5

Радиевский А. Е., канд. тех. наук

ВЫНУЖДЕННОЕ ДВИЖЕНИЕ ГАРМОНИЧЕСКОГО ОСЦИЛЛЯТОРА БЕЗ ДЕМПФИРОВАНИЯ С ДВУМЯ УПРАВЛЯЮЩИМИ ВОЗДЕЙСТВИЯМИ

Введение. Маятник и маятниковые системы постоянно привлекали к себе внимание исследователей в различных областях математики, механики, физики и техники. В силу своей простоты маятник служил хорошей моделью для изучения сложных динамических процессов [1], что позволяло проводить экспериментальную проверку различных теоретически обнаруженных колебательных эффектов, значительно расширить область применения маятниковых моделей для математического описания колебательных процессов [2]. Одной из разновидностей многообразия моделей маятниковых систем является гармонический осциллятор. В настоящей работе исследуется линейная модель гармонического осциллятора без демпфирования с двумя управляющими воздействиями [3], как объекта управления (ОУ).

Цель работы. Целью настоящей работы является разработка математического обеспечения процедуры исследования вынужденного движения рассматриваемого ОУ.

Постановка и особенности задачи. Необходимо найти

$$\min J(u), J(u) = \int_{t_0}^{t_1} (xR x^m + m u^2) dt \quad (1)$$

при наличии ограничений

$$\frac{dx}{dt} = Ax + Bu; u \in U = \{u : |u| \leq u_{\max}\}; x(t_0) = x_0, x(t_1) = 0,$$

где $x = (x_1, x_2)$ - матрица-столбец вектора фазовых координат; u - управление, u_{\max} - заданное число; $R = \text{diag} \|r_i\|_1^2$; m - число; t_1 - конечный, не фиксированный момент времени; T - транспонирование; $A = \|a_{ij}\|_1^2$, $a_{11} = a_{22} = 0$, $a_{12} = \omega$, $a_{21} = -\omega$, корни характеристического уравнения $\lambda_i = \pm j\omega$, $i \in [1, 2]$; $B = \|b_{j1}\|_1^2$, $b_{11} = b_{21} = k$.

Структурный синтез. Алгоритм управления (АУ) получим в виде [4]

$$u(t) = \begin{cases} u_{\max} & \text{при } u(t) \geq u_{\max} \\ u(t) & \text{при } -u_{\max} < u(t) < u_{\max} \\ -u_{\max} & \text{при } u(t) \leq -u_{\max} \end{cases} \quad (2)$$

Для открытой области получим:

$$\begin{aligned} & \left| \begin{array}{l} u_1(t) \\ u_2(t) \end{array} \right| = \left| \begin{array}{l} -k[u_1^1(t)(r_1/m)x_1(t_0) + u_1^2(t)(r_2/m)x_2(t_0)] \\ -k[u_2^1(t)(r_1/m)x_1(t_0) + u_2^2(t)(r_2/m)x_2(t_0)] \end{array} \right|, \quad (3) \\ & u_1^1(t) = u_2^2(t) = (1/\omega)\sin t, \quad u_1^2(t) = (1/\omega)(\cos \omega t - 1), \quad u_2^1(t) = -(1/\omega)(\cos \omega t - 1). \end{aligned}$$

Уравнения движения синтезированной системы управления (СУ) для открытой области запишем в виде

$$(dx/dt) = Ax + Bu(t). \quad (4)$$

Анализ выражений (3) показывает, что при постоянстве матриц A и B , изменения алгоритма управления (АУ) (2) пропорциональны изменениям элементов r_i/m , $i \in [1,2]$ критерия качества (1), которые могут быть классифицированы как управляющие параметры синтезированного АУ [5]. Применив преобразования Лапласа к выражениям (4), и проведя необходимые структурные преобразования [5], передаточную функцию получим в виде:

$$X(p) = X_{OY}(p)X_{ИМ}(p)X_{УПЧ}(p), \quad X_{ИМ}(p) = 1/p, \quad X_{OY}(p) = k/(p^2 + \omega^2),$$

$$X_{УПЧ}(p) = \left| \frac{\sum_{j=0}^3 p^j \gamma_j}{(p^2 + \omega^2)} \cdot \frac{\sum_{j=0}^3 p^j \rho_j}{(p^2 + \omega^2)} \right|,$$

$\gamma_j = \gamma_j(\omega, k, r_i, i \in [1,2])$, $\rho_j = \rho_j(\omega, k, r_i, i \in [1,2])$, $X_{OY}(p)$, $X_{ИМ}(p)$, $X_{УПЧ}(p)$ - передаточные функции ОУ, исполнительного механизма (ИМ) и усилительно-преобразовательной части (УПЧ) соответственно, p - независимая переменная изображения.

Для открытой области получим:

$$x(t) = e^{At}x(t_0) + F(t)x(t_0) = (e^{At} + F(t))x(t_0),$$

$$e^{At} = \begin{vmatrix} \cos \omega t & \sin \omega t \\ -\sin \omega t & \cos \omega t \end{vmatrix},$$

$$F(t) = -k^2 \begin{vmatrix} \lambda_{11}(t)(r_1/m) & \lambda_{12}(t)(r_2/m) \\ \lambda_{21}(t)(r_1/m) & \lambda_{22}(t)(r_2/m) \end{vmatrix},$$

$$\lambda_{11}(t) = \lambda_{22}(t) = -(1/\omega^2)\cos 2\omega t(\cos \omega t - 1),$$

$$\lambda_{12}(t) = (1/2\omega^2)\sin \omega t(\cos 2\omega t - 1), \quad \lambda_{21}(t) = -(1/2\omega^2)\sin \omega t(\cos 2\omega t - 1).$$

Заключення. На основі положень формалізму Дубовицького-Мілютіна досліджена задача динамічного синтезу для гармонічного осцилятора без демпфування з двома управляючими впливами як ОУ. Проведене дослідження дозволило отримати наступні нові результати, що мають наукове і прикладне значення. Наукова цінність результатів дослідження визначається тим, що в межах заданої постановки задачі наведено аналітичне рішення задачі структурного синтезу, що дозволяє розробити математичне, алгоритмічне і технічне забезпечення процедури проектування.

Практичне значення результатів дослідження визначається можливістю їх використання як основи при реалізації математичного, алгоритмічного, програмного і технічного забезпечення процедури проектування СУ.

Література: 1. Лойцянский Л.Г. Курс теоретической механики, т.2. / Л.Г. Лойцянский, А.И. Лурье.- М.: Гостехиздат, 1954. 595 с. 2. Стрижак Т.Г. Методы исследования динамических систем типа "маятник"/ Т.Г. Стрижак. - Алма-Ата: Наука, 1981. 251 с. 3. Атанс М. Оптимальное управление. / М. Атанс, П Фалб - М.: Машиностроение, 1968. 764 с. 4. Радиевский А.Е. Формализм Дубовицького-Мілютіна и задача динамического синтеза. / А.Е Радиевский // Мех. та машинобудування.- 2009.- №2. С.152-157. 5. Радиевский А.Е. Функционально-аналитический метод синтеза детерминированного регулятора / Е.Е.Александров, Б.И.Кузнецов, А.Е. Радиевский, Н.Э. Тернюк // Оптимизация электромеханических систем с упругими элементами.- Харьков: ИМиС, 1995.- С.137-148.

Bibliography (transliterated): 1. Lojczanski L.G. Kurs teoreticheskoj mehaniki, t.2. / L.G. Lojczanski, A.I. Lur'e.- M.: Gostehizdat, 1954. 595 s. 2. Strizhak T.G. Metody issledovanija dinamicheskikh sistem tipa "majatnik"/ T.G. Strizhak. - Alma-Ata: Nauka, 1981. 251 s. 3. Atans M. Optimal'noe upravlenie. / M. Atans, P Falb - M.: Mashinostroenie, 1968. 764 s. 4. Radievskij A.E. Formalizm Dubovickogo-Miljutina i zadacha dinamicheskogo sinteza. / A.E Radievskij // Meh. ta mashinobuduvannja.- 2009.- №2. S.152-157. 5. Radievskij A.E. Funkcional'no-analiticheskij metod sinteza determinirovannogo reguljatora / E.E.Aleksandrov, B.I.Kuznecov, A.E. Radievskij, N.Je. Ternjuk // Optimizacija jelektromehaničeskikh sistem s uprugimi jelementami.- Har'kov: IMiS, 1995.- S.137-148.

Радієвський А.Є.

ВИМУШЕНИЙ РУХ ГАРМОНІЙНОГО ОСЦІЛЯТОРА БЕЗ ДЕМПФІРУВАННЯ ІЗ ДВОМА КЕРУВЧИМИ ВПЛИВАМИ

На основі положень формалізму Дубовицького-Мілютіна досліджується особливості вимушеного руху гармонічного осцилятора без та із демпфуванням як об'єкта керування.

Радиевский А.Е.

ВЫНУЖДЕННОЕ ДВИЖЕНИЕ ГАРМОНИЧЕСКОГО ОСЦИЛЛЯТОРА БЕЗ ДЕМПФИРОВАНИЯ С ДВУМЯ УПРАВЛЯЮЩИМИ ВОЗДЕЙСТВИЯМИ

На основе положений формализма Дубовицького-Мілютіна исследуются особенности вынужденного движения гармонического осцилятора без демпфирования с двумя управляющими воздействиями как объекта управления.

Radievski A. E

FORCED MOTION OF THE HARMONIC OSCILLATOR WITHOUT DAMPING WITH TWO CONTROL VECTOR

Investigation the task of the forced motion harmonic oscillator without damping with two control vector as the object of control by use Dubovitski - Milutin formalism.

МАШИНОЗНАВСТВО

УДК 629.735

Андренко П.М., д-р техн. наук; Клітної В.В., канд. техн. наук; Блошенко Р.Ю.

РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ГІДРАВЛІЧНОЇ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ ЛІТАКА В РЕЖИМІ ГАЛЬМУВАННЯ

Вступ. Гідравлічні системи завдяки своїм відомим перевагам, таким як мала вага та габарити на одиницю потужності, плавність регулювання швидкістю виконавчих механізмів, висока надійність тощо, знайшли широке застосування в системах керування сучасних літальних апаратів. Разом з тим таким гідравлічним системам необхідно забезпечити бажані вихідні характеристики виконавчих механізмів (точність та час регулювання, кількість коливань, перерегулювання, максимальну швидкість виконавчого механізму при заданому навантаженні) при високому тиску та широкому діапазоні зміни температури зовнішнього середовища. Широкі можливості, при проектуванні таких систем, відкриваються при використанні сучасних методів математичного моделювання з використанням прикладних програм, які базуються на математичних моделях їх робочих процесів. Тому розробка адекватних математичних моделей робочих процесів гідравлічних систем літака, в тому числі і гальмівної, є актуальним науковим завданням.

Аналіз публікацій. Розрахунку та проектуванню таких систем, розробці математичних моделей їх робочих процесів присвячені роботи: Башти Т.М., Гаминіна Н.С., Абрамова Е.И., Зайончковського Г.Й., Лур'є З.Я., Raymonda E.T. [1 – 5] й інших. В роботах [1, 2, 5] робочі процеси в гідравлічних системах літаків розглядаються за їх лінеаризованими математичними моделями. В роботах [3, 4] наведені нелінійні математичні моделі робочих процесів в гідравлічних системах літаків, але в даних роботах не розглядається гальмівна система літака. Аналіз науково-технічної літератури виявив, що інформація щодо повної математичної моделі гальмівної системи літака відсутня.

Постановка задачі. Метою статті є розробка повної математичної моделі робочого процесу гідравлічної гальмівної системи літака в режимі гальмування.

Гальмівна система літака. Тиск в гальмівну гідросистему надходить з лінії живлення p_1 (рис. 1). Основне гальмування коліс літака здійснюється натисканням на педаль керування ПУ. При цьому відбувається переміщення запірно-регулюючих елементів (ЗРЕ) редуційних клапанів КР. Зауважимо, що при положенні ЗРЕ, яке відповідає його максимальному ходу, тиск в гальмівній системі літака дорівнює $11,0 \pm 0,5$ МПа. При переміщенні ЗРЕ клапанів КР, магістраль живлення гальмівної системи літака через блокувальний гідророзподільник з механічним керуванням надходить до блоку захисту БЗ. Човник блоку захисту знаходиться в положенні при якому магістраль аварійного гальмування закрита. Робоча рідина (РР) в блоку захисту проходить крізь дросельні шайби і його ЗРЕ піднімається вгору. Таким чином тиск в магістралі гальмування зростає плавно. Коли тиск в порожнині над та під ЗРЕ блоку захисту вирівнюється, він опускається вниз. З гальмівної магістралі коліс РР через антиюзові

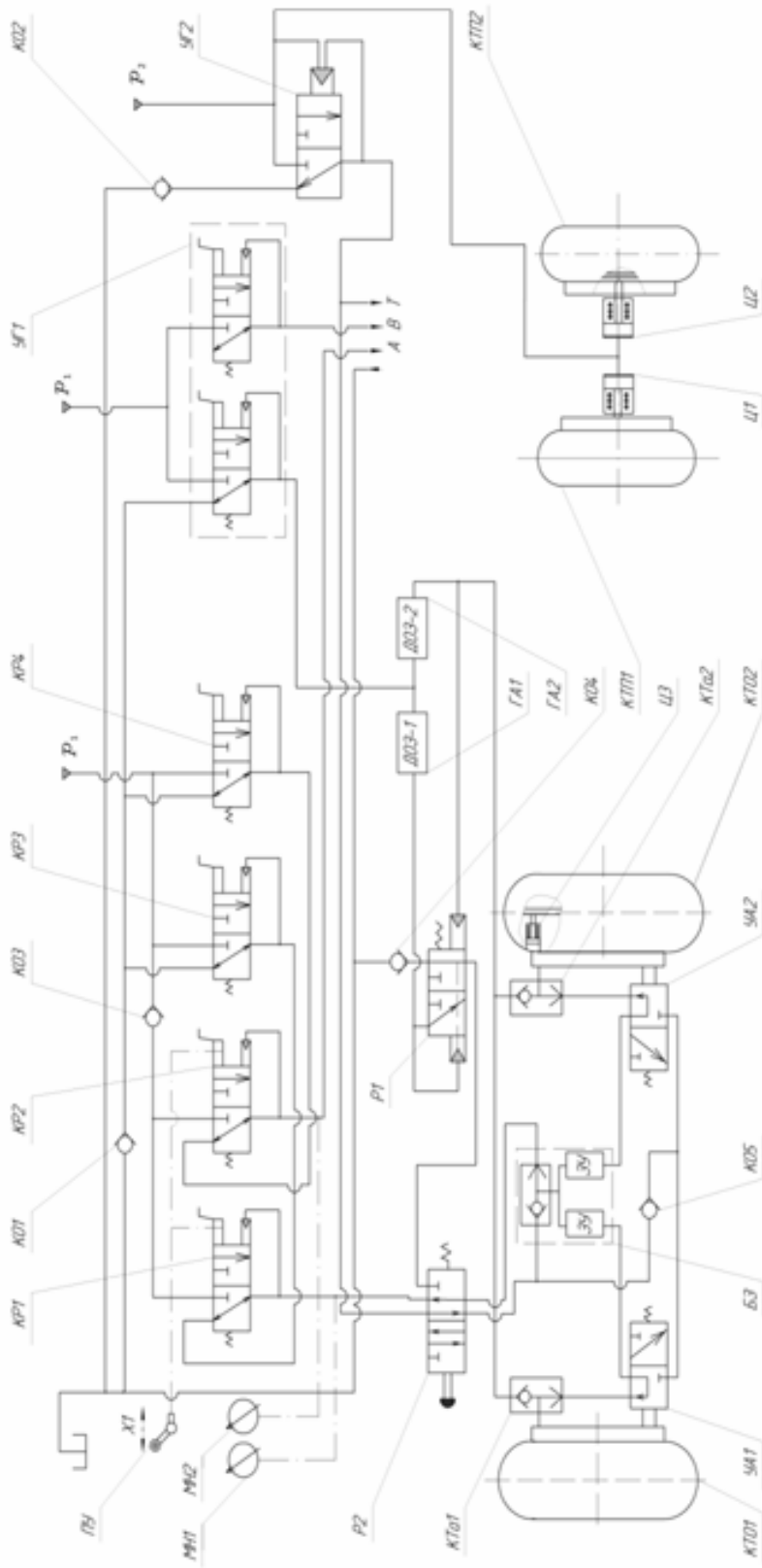


Рис. 1. Гідралічна схема гальмівної системи літака:

МН – дистанційний манометр; КР – редукційний клапан КР-226; ПУ – педаль ввімкнення гальм; КО – зворотній клапан;
 УГ1 – редукційний клапан УГ-122-2; УГ2 – редукційний клапан УГ-92А; ГА – дозатор ГА-172-00-2/Г; КТП – колесо гальмівне
 КТ-183 передньої опори; Ц – гідроциліндр гальмування коліс; Р1 – гідророзподільник; Р2 – кран блокувальний; УА – антигзовий
 автомат УА-51Б; КТa – човниковий клапан УГ-128; КТО – колесо гальмівне КТ-141 основної опори; БЗ – блок захисту УГ-121.

автомати УА1 та УА2 надходить на вхід човникових клапанів КТа1 та КТа2 і далі в гідроциліндри гальмування коліс Ц. Відбувається гальмування коліс. При цьому човникові клапани КТа1 і КТа2 відключають лінію аварійного гальмування.

Антиюзові автомати УА1 та УА2 запобігають юзовому руху літака при інтенсивному гальмуванні шляхом часткового випуску РР з гальмівної системи через зворотний клапан КО5, гідророзподільник Р2, редуційний клапан УГ2 і зворотній клапан КО2 в бак. Зауважимо, що гідромеханічні противоюзові автомати УА1 та УА2 при припиненні обертання коліс (коли вони загальмовані) частково їх розгальмовують, колеса знову починають обертатися; при досягненні певної кутової швидкості обертання коліс автомат знову загальмовує колеса. Припиняється злив РР через зворотний клапан КО5 в бак і РР надходить в систему гальмування як описано вище.

При розгальмовуванні коліс літака, педалі керування ПУ займають вихідну позицію. Редуційні клапани КР через зворотні клапани КО1 і КО3 з'єднані зі зливом. РР з циліндрів гальмування коліс Ц через човникові клапани КТа1 та КТа2 надходить у вихідні отвори антиюзових автоматів УА1 та УА2. В антиюзових автоматах УА1 та УА2 канал підведення РР з'єднаний з каналом зливу, і вона через зворотний клапан КО5, гідророзподільник Р2 зливається в бак.

Математична модель робочого процесу гальмівної системи літака в режимі гальмування. При її розробці проводили декомпозицію гальмівної системи літака на окремі елементи, які працюють в режимі гальмування. Склали функціональну схему, (рис. 2). Зазначимо, що трубопроводи (магістралі), які з'єднують між собою окремі елементи на функціональній схемі непоказані, а РР до гальмівної системи надходить з основної магістралі.

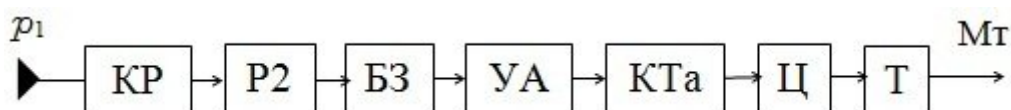


Рис. 2. Функціональна схема гальмівної системи літака в режимі гальмування

При математичному опису робочих процесів в окремих елементах гальмівної системи літака використовували опис їх конструкцій та роботи наведених в [6]. Приймали наступні припущення:

- кран, що блокує знаходиться в робочому положенні (вільно пропускає крізь себе РР);
- блок захисту працює в режимі гальмування коліс;
- при гальмуванні літака юз коліс відсутній (антиюзовий автомат працює в режимі гальмування коліс);
- корпуса гідроапаратів та магістралі – абсолютно жорсткі, а їх пружні властивості враховуються модулем об'ємної пружності РР;
- пружини працюють в межах де їх характеристики лінійні та не відбувається відрив їх кінців від поверхонь контакту;
- так як, довжина магістралей (трубопроводів) значно перевищує їх діаметр початковими ділянками нехтуємо. Товщина стінок трубопроводів та каналів достатньо велика, а це дозволяє вважати, що їх діаметр не залежить від внутрішнього тиску РР, тому розглядаємо магістралі в зосереджених параметрах;
- в гідравлічній системі відсутні: витоки, кавітація, гідравлічний удар і виконується умова нерозривності РР. Швидкість звуку в РР, з урахуванням пружних властивостей трубопроводів, є сталою та значно більшою за швидкість руху РР;
- РР – ньютонівська, а її течія ізотермічна.

Математична модель магістралі (трубопроводу). Її представляли в зосереджених параметрах за Т- і Г-подібними схемами зосередження [7]:

– зосередження наприкінці магістралі за Г-подібною схемою:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_1(t)}{d t} &= \frac{1}{L_1} [p_1(t) - p_2(t)] - \frac{R_1}{L_1} q_1(t), \\ \frac{d p_2(t)}{d t} &= \frac{1}{C_1} q_{21}(t) = \frac{1}{C_1} [q_1(t) - q_2(t)] \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

де $q_1(t)$ і $q_2(t)$ – відповідно, витрати на вході та виході магістралі; $q_{21}(t)$ – витрата, обумовлена стисканням РР у магістралі;

– зосередження за Т-подібною схемою:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_2(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3} [p_2(t) - p_3(t)] - \frac{R_3}{L_3} q_2(t), \\ \frac{d p_3(t)}{d t} &= \frac{1}{C_3} q_{31}(t) = \frac{1}{C_3} [q_2(t) - q_{32}(t)], \\ \frac{d q_{32}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3} [p_3(t) - p_4(t)] - \frac{R_3}{L_3} q_{32}(t) \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

де $q_{31}(t)$ – витрата, обумовлена стисканням РР у магістралі; $q_{32}(t)$ – витрата на виході магістралі.

У рівняннях (1) і (2): $L_1 = c l_1 / A_1$ і $L_3 = c l_3 / 2 A_3$ – індуктивний опір магістралі; $R_1 = 8 \nu_t c l_1 / A_1 r_1^2$ і $R_3 = 8 \nu_t c l_3 / 2 A_3 r_3^2$ – активний опір магістралі;

$C_i = A_i l_i / E$ – ємності i -ї магістралі (трубопроводу). Крім того, позначено: r_i – радіус перетину i -ї магістралі (трубопроводу); A_i – площа i -ї магістралі (трубопроводу); ρ і ν_t – відповідно густина і кінематична в'язкість РР; l_i – довжина i -ї ділянки магістралі; E – модуль об'ємної пружності РР.

Математична модель блокувального крану. В режимі гальмування блокувальний кран відкритий і витрата РР через його визначають з залежності [2]

$$q_{щ\ p2}(t) = \frac{G_{щ\ p2}}{\sqrt{(G_{щ\ p2} / G_{к\ p2})^2 + 1}} \sqrt{\Delta p_{p2}(t)}, \quad (3)$$

де провідність щілини – $G_{щ\ p2}(t) = m_{p2}(\text{Re}) A_{щ\ p2} \sqrt{2/\rho}$; (4)

провідність каналу – $G_{к\ p2} = \frac{G_{вх\ p2} G_{г\ p2} G_{вих\ p2}}{\sqrt{G_{г\ p2}^2 G_{вих\ p2}^2 + G_{вх\ p2}^2 G_{вих\ p2}^2 + G_{вх\ p2}^2 G_{г\ p2}^2}}$; (5)

$G_{\text{вих р2}}$, $G_{\text{вх р2}}$ і $G_{\text{г р2}}$ – відповідно провідності вихідного, вхідного каналів і гільзи блокувального крану, які розраховуються за однотипними залежностями $G_i = m_i A_i \sqrt{2/\rho}$, m_i і A_i – відповідно коефіцієнт витрати і площа вихідного, вхідного каналів та гільзи блокувального крану; $A_{\text{щ р2}}$ – площа щілини блокувального крану; $m_{\text{р2}}(\text{Re})$ – коефіцієнт витрати дроселя в залежності від числа Re , який розраховують за формулою з роботи [8]; $\Delta p_{\text{р2}}(t)$ – зміна перепаду тиску на блокувальному крані.

Математична модель блоку захисту. Вона складається з рівнянь:

- рівняння руху ЗРЕ блоку захисту відносно осі його переміщення

$$m_{\text{БЗ}} \ddot{x}_{\text{зрє БЗ}} = F_{\Delta p \text{ БЗ}}(t) - F_{\text{пр } \Sigma \text{ БЗ}}(t) - F_{\text{тр БЗ}}(t), \quad (6)$$

- рівняння нерозривності

$$q_{\text{БЗ}}(t) = q_{\text{ф8}}(t) = q_{\text{дш БЗ}}(t) = q_{\text{ф10}}(t), \quad (7)$$

- обмеження переміщення ЗРЕ блока захисту

$$0 < x_{\text{зрє БЗ}}(t) \leq x_{\text{зрє БЗ max}}, \quad (8)$$

де $x_{\text{зрє БЗ max}}$ – максимальне переміщення ЗРЕ блоку захисту.

У рівнянні (6) приведену масу ЗРЕ блока захисту розраховують згідно залежності

$$m_{\text{БЗ}} = m_{\text{зрє БЗ}} + m_{\text{пр БЗ}}/3, \quad (9)$$

де $m_{\text{зрє БЗ}}$ – маса ЗРЕ блока захисту; $m_{\text{пр БЗ}}$ – маса пружини блока захисту.

До рівняння (6) входять сили: $F_{\text{пр } \Sigma \text{ БЗ}}(t)$ – сумарна пружин; $F_{\text{тр БЗ}}(t)$ – тертя; $F_{\Delta p \text{ БЗ}}(t)$ – перепаду тиску на ЗРЕ.

$$F_{\Delta p \text{ БЗ}}(t) = \Delta A_{\text{зрє БЗ}} \Delta p_{\text{зрє БЗ}}(t), \quad (10)$$

де $\Delta A_{\text{зрє БЗ}}$ – різниця площ торців ЗРЕ клапана блока захисту; $\Delta p_{\text{зрє БЗ}}(t)$ – тиск керування.

$$F_{\text{пр } \Sigma \text{ БЗ}}(t) = c_{\text{пр } \Sigma \text{ БЗ}} [x_{\text{зрє БЗ}}(t) + x_0], \quad (11)$$

де x_0 – попередній підтиск пружини, який визначає початкову силу, що діє на ЗРЕ; жорсткість пружини розраховували за залежністю з роботи [9]

$$c_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{ст}} d_{\text{пр}} H}{8 D_{\text{пр}} n_{\text{пр}}}, \quad (12)$$

де $D_{\text{пр}}$ – середній діаметр пружини; $d_{\text{пр}}$ – діаметр дроту пружини; $G_{\text{ст}}$ – модуль зсуву

матеріалу пружини; H – висота стиснутої пружини; $n_{\text{пр}}$ – число робочих витків; $C_{\text{пр } \Sigma \text{ БЗ}}$ – сумарна жорсткість пружини визначалась як сума жорсткостей.

Силу тертя розраховувати за залежністю [11]:

$$F_{\text{тр БЗ}} = F_{\text{тр п}} \delta(\dot{x}_{\text{зрє БЗ}}) + F_{\text{тр к}} \text{sign } \dot{x}_{\text{зрє БЗ}} + F_{\text{тр в}}, \quad (13)$$

де $F_{\text{тр п}}$ и $F_{\text{тр в}}$ – відповідно сила тертя при знаходженні рухомого елемента в стані спокою та при його русі; $F_{\text{тр к}}$ – сила контактного тертя; $\delta(\dot{x}_{\text{зрє БЗ}})$ и $\text{sign } \dot{x}_{\text{зрє БЗ}}$ – відповідно дельта функція і функція Кронекера від $\dot{x}_{\text{зрє БЗ}}$.

Витрату через фільтри 8 і 10, розраховували за однотипними залежностями [12], наприклад для фільтра 8:

$$q_{\text{ф8}}(t) = k_{\text{ф}} \Delta p_{\text{ф}}(t) A_{\text{ф}} / \mu, \text{ лїт/хв.}, \quad (14)$$

де $\Delta p_{\text{ф}}$ – перепад тиску на фільтрі в кг/см^2 ; $A_{\text{ф}}$ – площа поверхні фільтруючого елемента, в см^2 ; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості РР, в пз ; $k_{\text{ф}}$ – коефіцієнт пропорційності, в лїт/см^2 , який визначали з таблиці роботи [12].

Витрату через дросельні шайби розраховували за формулою [8]

$$q_{\text{дш БЗ}}(t) = G_{\text{дш БЗ}} \sqrt{\Delta p_{\text{дш БЗ}}(t)}, \quad (15)$$

де $G_{\text{дш БЗ}}$ і $\Delta p_{\text{дш БЗ}}(t)$ – відповідно провідність пакета дросельних шайб, яка визначається за графіками з роботи [8], і зміна в часі перепаду тиску на пакеті дросельних шайб.

Математична модель антиюзозового автомата. На початку процесу гальмування його магістраль зливу закрита першим голчатим клапаном, а другий голчатий клапан, який з'єднує його з магістраллю гальмування, відкритий. В цьому режимі математична модель його робочого процесу описується рівнянням нерозривності

$$q_{\text{АЮ}}(t) = q_{\text{ф АЮ}}(t) = q_{\text{ГК АЮ}}(t), \quad (16)$$

де $q_{\text{ф АЮ}}(t)$ – витрата через фільтр встановлений в магістралі гальмування, яка розраховується за залежністю, аналогічній (16); $q_{\text{ГК АЮ}}(t)$ – витрата через голчатий клапан

$$q_{\text{ГК АЮ}}(t) = G_{\text{ГК АЮ}}(t) \sqrt{\Delta p_{\text{ГК АЮ}}(t)}, \quad (17)$$

де $\Delta p_{\text{ГК АЮ}}(t)$ – перепад тиску на голчатому клапані; $G_{\text{ГК АЮ}}(t)$ – провідність голчатого клапана, яка розраховується за залежністю, аналогічній (4).

Математична модель човникового клапана. В режимі гальмування човниковий клапан з'єднує магістраль гальмування з гальмівним циліндром являє собою складний місцевий опір. Враховуючу малу довжину каналів підвода та відводу, втратами тиску в них нехтували. В цьому випадку математична модель його робочого процесу

описується рівняннями
– нерозривності

$$q_{\text{чк}}(t) = q_{\text{от чк}}(t) - q_{\text{ст чк}}(t); \quad (18)$$

– зміни тиску в камері клапана

$$\frac{d p_{\text{чк к}}(t)}{d t} [q_{\text{от чк}}(t) - q_{\text{чк}}(t)] \frac{E}{W_{\text{чк}}}, \quad (19)$$

де $W_{\text{чк}}$ – об'єм камери човникового клапана; $q_{\text{чк}}(t)$ і $q_{\text{от чк}}(t)$ – відповідно витрата на виході і через отвори в гільзі човникового клапана, яка розраховується за залежністю, аналогічній (17), в якій провідність розраховується за формулою

$$G_{\text{от чк}} = m_{\text{от чк}} (\text{Re}_{\text{от чк}}) \frac{n_{\text{от чк}} \pi d_{\text{от чк}}^2}{4} \sqrt{2/\rho}, \quad (20)$$

де $n_{\text{от чк}}$ і $d_{\text{от чк}}$ – відповідно кількість і діаметр отворів в гільзі човникового клапана.

Витрату обумовлену стиском РР в камері човникового клапана розраховували за залежністю

$$q_{\text{ст чк}}(t) = \frac{(W_{\text{чк}} + W_{\text{к чк}}) d p_{\text{чк к}}(t)}{E d t}, \quad (21)$$

де $W_{\text{к чк}}$ – об'єм каналів підводу та відводу човникового клапана.

Математична модель циліндра гальмування. В режимі гальмування робочий процес в циліндрі гальмування описується рівняннями

- руху поршня разом з штоком відносно осі його переміщення

$$m_{\text{пор}} \ddot{y}_{\text{пор}} = A_{\text{пор}} p_{\text{ц}}(t) - F_{\text{пр ц}} - F_{\text{тр ц}} - F_{\text{тор ц}}; \quad (22)$$

- рівняння витрати в штоковій порожнині циліндра

$$q_{\text{ц}}(t) = A_{\text{пор}} \dot{y}_{\text{пор}} + \frac{W_{\text{пор}} + A_{\text{пор}} y_{\text{пор}}}{E} \frac{d p_{\text{ц}}(t)}{d t}; \quad (23)$$

- рівняння обмеження руху поршня

$$0 < y_{\text{пор}}(t) \leq y_{\text{пор max}}, \quad (24)$$

де $y_{\text{пор max}}$ – максимальне переміщення поршня циліндра.

До рівнянь (22) і (23) входять: $m_{\text{пор}}$ – маса поршня циліндра разом зі штоком та приєднаними до них рухомих частин гальма; $A_{\text{пор}}$ – площа поршня; $p_{\text{ц}}(t)$ – змінний в часі тиск в поршневій порожнині циліндра; $F_{\text{пр ц}}$ і $F_{\text{тр ц}}$ – відповідно сили пружини і тертя циліндра, які розраховуються за залежностями аналогічними (11) і (13); $F_{\text{тор ц}}$ – сила навантаження, що діє на шток циліндра від гальма; $W_{\text{пор}}$ – початковий об'єм

поршневої порожнини циліндра. Відмітимо, що величина сили навантаження, яка діє на шток циліндра від гальма, залежить від конструктивного виконання гальма та визначається з умови його роботи.

Рівняння (1) – (24) доповнюються рівняннями зміни стану РР:

$$T_a = const, c = const, \quad (25)$$

де температуру – T_a і густину РР – c приймали рівними їх середньому значенню.

До математичної моделі робочого процесу гідравлічної гальмівної системи літака в режимі гальмування входить модель редуційного клапана, яка в даній статті не розглядається. Математичну модель гальмівної системи літака в режимі гальмування отримували використовуючи моделі її складових, які з'єднують згідно з функціональною схемою, рис. 2, математичними моделями магістралей, рівняння (1) і (2).

Для отримання динамічних характеристик гідравлічної гальмівної системи літака в режимі гальмування її математичну модель, отриману на базі функціональної схеми та рівнянь (1) – (25), розглядають разом з початковими умовами. За початкові умови приймають: початкове положення штока редуційного клапана та закон, за яким відбувається його переміщення; початкове положення ЗРЕ блока захисту і поршня циліндра разом зі штоком; тиски живлення та зливу гідравлічної системи; параметри РР; витрату навантаження, при заданих початкових умовах. Задають геометричні параметри елементів, що входять до гальмівної системи, жорсткості пружин. Зазначимо, що величина тиску в гальмівній системі в усталеному режимі відповідає навантаженню на гальмах, що трансформується витратою навантаження. При заданих початкових умовах, на персональному комп'ютері, за допомогою пакета прикладних програм отримують графіки перехідних процесів у гідравлічній гальмівній системі літака в режимі гальмування.

Висновки. Уперше розроблена повна математична модель робочого процесу гідравлічної гальмівної системи літака в режимі гальмування, що комплексно враховує нестационарні гідродинамічні процеси, змінність в часі коефіцієнта витрат. Використання розробленої математичної моделі, на етапі проектування, дозволить підвищити точність розрахунків. Розроблені математичні моделі окремих елементів гідравлічної гальмівної системи літака та запропонований підхід дозволяє легко отримати математичну модель її робочого процесу в інших режимах роботи.

Література: 1. Баишта Т.М. Гидравлический привод летательных аппаратов. / Т.М.Баишта – М.: Машиностроение, 1967. – 495 с. 2. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. / Н.С. Гамынин – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с. 3. Абрамов Е.І. Проектування систем керування літальних апаратів. / Е.І. Абрамов, Г.Й. Зайончковський – К.: НАУ, 2005. – 188 с. 4. Лурье З.Я. Динамические характеристики линеаризованной модели следящего рулевого привода / З.Я. Лурье, И.А. Солдатенко, И.Г. Лиценко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2008. – № 3 (21). – С. 51 – 55. 5. Raymond E.T., Chenoweth C.C. Aircraft Flight Control Actuation System Design: Published Societu of Automotive Engineers Inc. – Warren dale, USA, 1993. – 242 p. 6. Самолет Ту-154. Конструкция и техническое обслуживание : учеб. пособ. Книга 1. / Ф.А. Волошин, А.Н. Кузнецов, В.Я. Покровский, А.Я. Соловьев. – М.: Машиностроение, 1975. (Компьютерный вариант). 7. Складаревский О.М. Об'ємний гідропривід : навч. посіб. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2001. – 212 с. 8. Данилов Ю.А. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики. / Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с. 9. Вибрация в технике: Справочник. В 6-ти томах. Т. 3. Колебание машин, конструкций и их элементов. / Под ред. Ф.М. Дименберга и

К.С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980. – 544 с. 10. Электрогидравлические следящие системы / Хохлов В.А., Прокофьев В.Н., Борисова Н.А. и др. ; под ред. В.А. Хохлова. – М.: Машиностроение, 1971. – 431 с. 11. Korzeneniowski R. Identyfikacja sil tarcia w serwonapedzie elektropneumatycznym / R. Korzeneniowski, J. Pluta // HYDRAULIC AND PNEUMATICS '2005 : international scientific-technical conference, 17-19 maja 2005. – Wroclaw, 2005. – P. 283 – 292. 12. Объемные гидравлические приводы / Башта Т.М., Зайченко И.З., Ермаков В.В. и др.; под ред. Т.М. Башты. – М.: Машиностроение, 1968. – 628 с.

Bibliography (transliterated): 1. Bashta T.M. *Gidravlicheskiy privod letatel'nyh apparatov.* / T.M. Bashta – M.: Mashinostroenie, 1967. – 495 s. 2. Gamynin N.S. *Gidravlicheskiy privod sistem upravleniya.* / N.S. Gamynin – M.: Mashinostroenie, 1972. – 376 s. 3. Abramov E.I. *Proektuvannja sistem keruvannja lital'nyh aparativ.* / E.I. Abramov, G.J. Zajonchkovs'kij – K.: NAU, 2005. – 188 s. 4. Lur'e Z.Ja. *Dinamicheskie harakteristiki linearizovannoj modeli sledjawego rulevogo privoda* / Z.Ja. Lur'e, I.A. Soldatenko, I.G. Liwenko // *Promislova gidravlika i pnevmatika.* – 2008. – № 3 (21). – S. 51 – 55. 5. Raymond E.T., Chenoweth C.C. *Aircraft Flight Control Actuation Sistem Design: Published Societu of Automotive Engineers Inc.* – Warren dale, USA, 1993. – 242 p. 6. *Samolet Tu-154. Konstrukcija i tehničeskoe obsluživanie : učeb. posob. Kniga 1.* / F.A. Voloshin, A.N. Kuznecov, V.Ja. Pokrovskij, A.Ja. Solov'ev. – M.: Mashinostroenie, 1975. (Komp'juternyj variant). 7. Skljarevskij O.M. *Ob'emnij gidroprivod : navch. posib.* – Zaporizhzhja: ZNTU, 2001. – 212 s. 8. Danilov Ju.A. *Apparatura ob'emnyh gidroprivodov: Rabochie processy i harakteristiki.* / Ju.A. Danilov, Ju.L. Kirillovskij, Ju.G. Kolpakov – M.: Mashinostroenie, 1990. – 272 s. 9. *Vibracija v tehnikе: Spravočnik. V 6-ti tomah. T. 3. Kolebanie mashin, konstrukcij i ih jelementov.* / Pod red. F.M. Dimenberga i K.S. Kolesnikova. – M.: Mashinostroenie, 1980. – 544 s. 10. *Jelektrogidravlicheskie sledjawie sistemy* / Hohlov V.A., Prokof'ev V.N., Borisova N.A. i dr. ; pod red. V.A. Hohlova. – M.: Mashinostroenie, 1971. – 431 s. 11. Korzeneniowski R. *Identyfikacja sil tarcia w serwonapedzie elektropneumatycznym* / R. Korzeneniowski, J. Pluta // *HYDRAULIC AND PNEUMATICS '2005 : international scientific-technical conference, 17-19 maja 2005.* – Wroclaw, 2005. – P. 283 – 292. 12. *Ob'emnye gidravlicheskie privody* / Bashta T.M., Zajchenko I.Z., Ermakov V.V. i dr.; pod red. T.M. Bashty. – M.: Mashinostroenie, 1968. – 628 s.

Андренко П.М., Клітної В.В., Блошенко Р.Ю.

РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ГІДРАВЛІЧНОЇ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ ЛІТАКА В РЕЖИМІ ГАЛЬМУВАННЯ

Наведено гідравлічну та функціональну схему гідравлічної гальмівної системи літака в режимі гальмування. Описано робочі процеси в окремих її елементах, що комплексно враховують нестационарність гідродинамічних процесів, змінність в часі коефіцієнта витрат.

Андренко П.Н., Клитной В.В., Блошенко Р.Ю.

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ САМОЛЕТА В РЕЖИМЕ ТОРМОЖЕНИЯ

Приведены гидравлическая и функциональная схемы гидравлической тормозной системы самолета в режиме торможения. Описаны рабочие процессы в отдельных ее элементах, которые комплексно учитывают нестационарность гидродинамических процессов, переменность коэффициента расхода.

Andrenko P. N., Klitnoj V. V., Bloshenko R. Yu.

THE AIRCRAFT HYDRAULIC BRAKE SYSTEM WORK PROCESS IN THE BRAKING MODE

Shows the hydraulic circuit and functional hydraulic brake system of the aircraft in the mode of inhibition. We describe the work processes in individual cells, which take into account the complex unsteady hydrodynamic processes, the variability of the discharge coefficient.

УДК 621.879

Койнаш В.А., Крупко В.Г., канд.техн. наук

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ГУСЕНИЧНОГО ХОДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН

Введение. Гусеничный ход является наиболее распространенным ходовым оборудованием для такого класса землеройных машин как строительные и карьерные одноковшовые экскаваторы. Существенные отличия в условиях работы от гусеничных транспортных машин [1,2], такие, как, небольшая скорость перемещения (до 5 км/ч), значительная масса, жесткое соединение опорных катков к раме и др., привели к возникновению научных разработок и целого ряда научных школ в этом направлении [2,4]. Однако, несмотря на большое количество исследований, существует ряд вопросов, решение которых имеет интерес как с точки зрения теории гусеничного хода землеройных машин, так и с точки зрения инженерной практики. Одним из таких вопросов является кинематические и силовые взаимодействия элементов гусеничного хода между собой и внешней средой (опорной площадкой) с учетом пространственной геометрии и структуры, параметров жесткости, физико-механических характеристик опорной поверхности грунта.

Постановка задачи. В данной работе ставится задача создания алгоритма и программного обеспечения для моделирования силового взаимодействия гусеничных элементов экскаваторов между собой, опорной площадкой грунта и опорными катками с учетом пространственной геометрии и кинематики.

Анализ литературных источников. Вопросам исследования формирования нагрузок на элементы гусеничного хода, выявлению условий взаимодействия гусеницы с опорной площадкой грунта, как в процессе выполнения основного технологического процесса, так и во время передвижения, посвящено множество научных работ и исследований [1-6]. Основными причинами выхода из строя гусеничных звеньев экскаваторов является износ и поломки. Износ наиболее характерен для класса строительных экскаваторов [4]. Для карьерных экскаваторов наиболее распространенной проблемой является поломки и вытяжка гусеничных звеньев. Причем следует отметить, что основным режимом работы экскаватора является разработка грунта, а на передвижение затрачивается 5-10% рабочего времени.

Анализ доступных источников показал, что при исследовании параметров силового и кинематического взаимодействия опорной части гусеничной ленты с грунтом и катками принимается ряд серьезных допущений. Так при оценке давления на грунт опорная часть гусеничной ленты представляется либо в виде гибкой ленты [3], либо в виде жесткой плиты [2].

При исследовании нагрузок на гусеничные элементы и катки, ограничиваются рассмотрением плоских расчетных схем, состоящих из нескольких абсолютно жестких звеньев.

Перечисленные выше допущения затрудняют исследование как нагрузок на гусеничные звенья и опорные катки, так и колебательные процессы гусеничных звеньев при перемещении по ним катков, приводящие к износу проушин.

Изложение материала. Ходовое оборудование экскаватора (рис. 1) представляет собой конструкцию, состоящую из таких основных элементов, как нижняя рама 1,

гусеничная рама 2, катки 3, гусеничная лента 4 и привод. На рисунке 2 приведена структурная схема гусеничного хода, состоящая из блоков: НР – нижняя рама, гусеничные рамы ГР1 и ГР2, катков К_і, гусеничных звеньев Т_і, шарниров Ш_і, связей с опорной поверхностью грунта С_і. Элементы структурной схемы имеет упругие и упруго-вязкие (грунт) связи. Связи катков – гусеничное звено и гусеничное звено – грунт не является стационарными, и зависят от текущего состояния системы (положения катков, расположения гусеничного звена относительно опорной площадки).

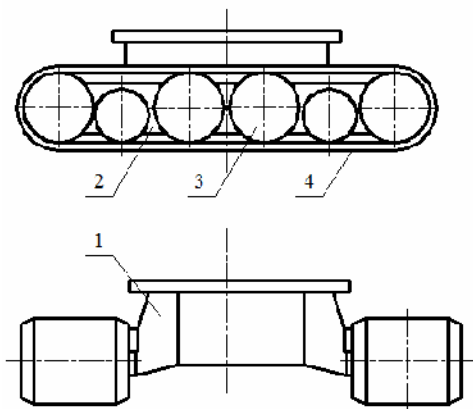


Рис. 1. Компонентная схема гусеничного механизма передвижения экскаватора

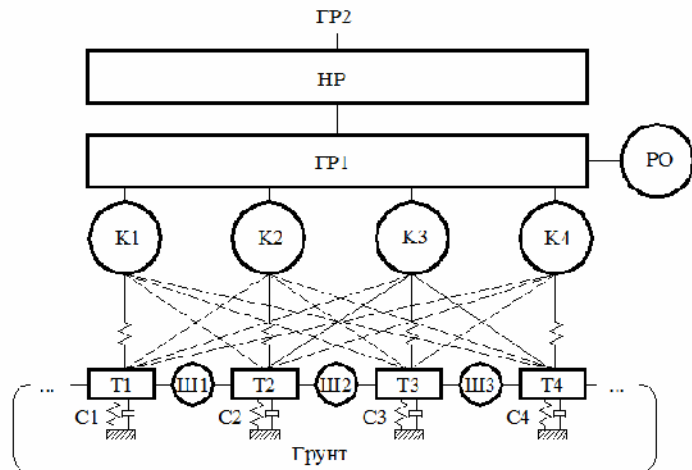


Рис. 2. Структурная схема гусеничного механизма передвижения экскаватора

Каждый элемент структурной схемы представляет собой пространственную конструкцию с заданными физико-механическими параметрами и ограничениями. Кроме того, особенностью взаимодействия системы «грунт - гусеничная лента – катки» является изменение расчетной схемы в зависимости от наличия связей с опорной площадкой каждого звена, контакта с опорным катком и ориентации в пространстве.

Как показывает практика, при моделировании сложных систем целесообразно использовать объектно-ориентированный подход, что позволяет: упростить как разработку, так и программирование модели; дополнять при необходимости более точными данными о функционировании и получать более детальное описание работы; отслеживать, фиксировать и вмешиваться в работу модели в любой момент времени; модернизировать взаимосвязи между элементами для моделирования различных ситуаций.

Процесс работы гусеничного движителя будем описывать совокупностью математических моделей элементов, формирующих состояние системы в определенный момент времени и моментов переходов между ними. Этот метод конструирования модели системы и проведения теоретического эксперимента получил название «имитационное моделирование».

Состояние системы в момент времени определяют как совокупность значений определенных параметров системы в этот самый момент времени. Любое изменение этих параметров системы можно рассматривать как переход к другому состоянию. Информация о имитационной модели имеет логико-математический характер и подается в виде совокупности алгоритмов (подпрограмм), которые описывают процесс функционирования системы.

С математической точки зрения имитационную модель можно рассматривать как совокупность уравнений, которые разрешают с использованием численных методов в случае каждого изменения модельного времени. Решение таких уравнений во время

имитационного моделирования означает установление хронологии последовательности событий, которые возникают в системе и отображают последовательность ее состояний. Таким образом, имитационная модель функционирует так же само, как и система.

В базовом алгоритме имитационной модели для определения перемещений и усилий в элементах был использован метод конечных элементов (МКЭ). Система уравнений для каждого элемента имеет вид

$$[K]\{U\} = \{P\},$$

где K – матрица жесткости элемента системы, определяемая как сумма $[K] = \sum_i [I_i^{(e)}][k_i^{(e)}]$, здесь $[k_i^{(e)}]$ – матрица жесткости конечного элемента; $[I_i^{(e)}]$ – матрица соответствия. $\{U\}$ – вектор неизвестных перемещений; $\{P\}$ – вектор внешних нагрузок.

Матрица жесткости изопараметрических элементов вычисляется как

$$k^{(e)} = \iiint_V [B]^T [D][B] dV = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [B]^T [D][B] \cdot \det[J] dr ds dt,$$

где $[B]$ – матрица дифференцирования; $[D]$ – матрица упругости; $[J]$ – матрица Якоби, связывающая локальные и естественные координаты.

Матрица жесткости стержневых элементов строится исходя из функционала полной потенциальной энергии

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{1}{2} \int_0^L \left[EI_y(x) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 + EI_z(x) \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right)^2 + EA(x) \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + GI_{kp}(x) \alpha^2 \right] dx - \\ & - \int_0^L [p_x(x)u + p_y(x)v + p_z(x)w + m_x \alpha + m_y \beta + m_z \gamma] dx, \end{aligned}$$

где u, v, w – линейные перемещения по области стержня вдоль осей x, y, z ; α, β, γ – угловые перемещения по области стержня относительно осей x, y, z ; E – модуль упругости материала; $I_y(x), I_z(x), I_{kp}(x)$ – моменты инерции сечения стержня относительно осей y, z и x .

Вектор внешних нагрузок определяется как

$$\{P\} = \sum_i [I_i^{(e)}] (\{p_V^{(e)}\} + \{p_S^{(e)}\} + \{p_\varepsilon^{(e)}\} + \{f_k^{(e)}\}),$$

где $\{p_V^{(e)}\}, \{p_S^{(e)}\}, \{f_k^{(e)}\}, \{p_\varepsilon^{(e)}\}$ – объемные, поверхностные, сосредоточенные нагрузки и нагрузки от деформаций, приведенные к узловым для каждого конечного элемента.

Общий вид программы с загруженной моделью механизма передвижения ЭКГ-10 представлен на рис. 3.

Укрупненная блок-схема программы представлена на рис. 4. Особенностью программы является разделение на исполняемое ядро, в котором находятся базовые ресурсоемкие функции и интерпретатор (виртуальная машина LUA).

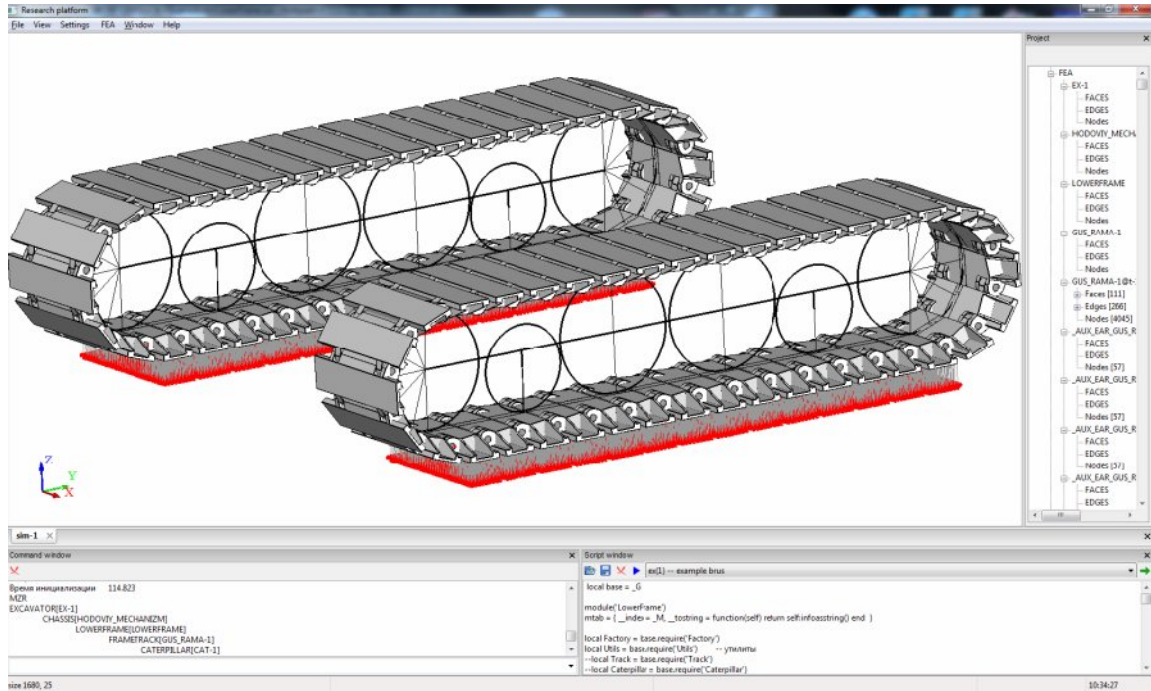


Рис. 3. Общий вид программы моделирования

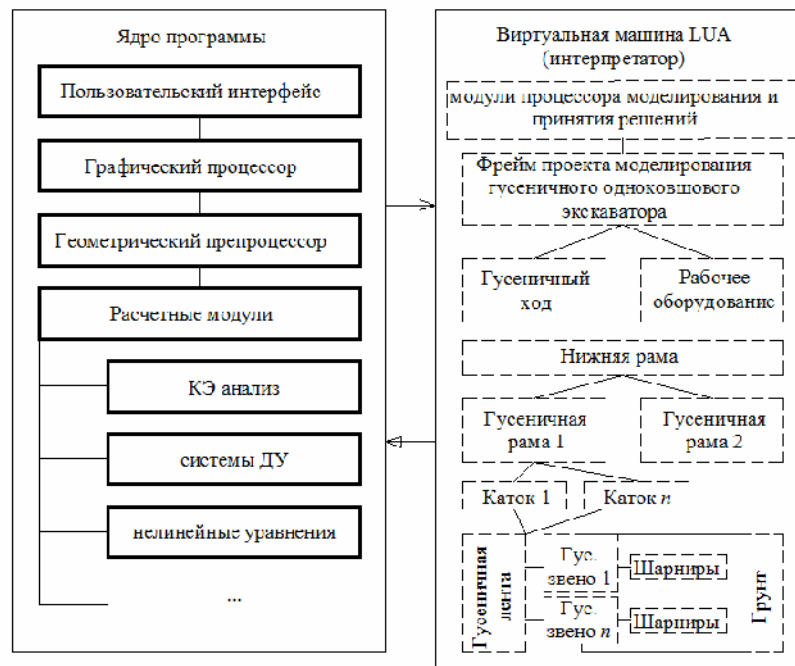


Рис. 4. Блок-схема программы

Так как скриптовый язык LUA поддерживает основные принципы объектно-ориентированного программирования и работает в симбиозе с исполняющей программой, программное описание иерархической модели гусеничного хода экскаватора осуществляется с помощью этого языка. На рис. 4 пунктирной линией отмечены блоки-модули, описанные в виде текстовых файлов на языке LUA.

Данный подход позволяет легко наращивать структуру, функциональность, логику и сложность модели без перекомпиляции основной программы.

Для создания расчетной схемы гусеничного механизма в программу подается информация о линейных размерах, геометрических характеристик элементов, а также файл данных о узлах и связях конечных элементов, описывающих гусеничные звенья.

Работа программы начинается с препроцессора, задача которого подготовить расчетную схему, при этом выполняются этапы (см. рис. 5):

1) На основе данных о дискретизации модели гусеничного звена выполняется автоматическая разметка и анализ поверхностей модели, определяются параметры цилиндрических отверстий, рассчитывается шаг звена и другие параметры, необходимые как для визуализации, так и для расчета. Пример результата работы геометрического препроцессора показан на рис. 5. *а*.

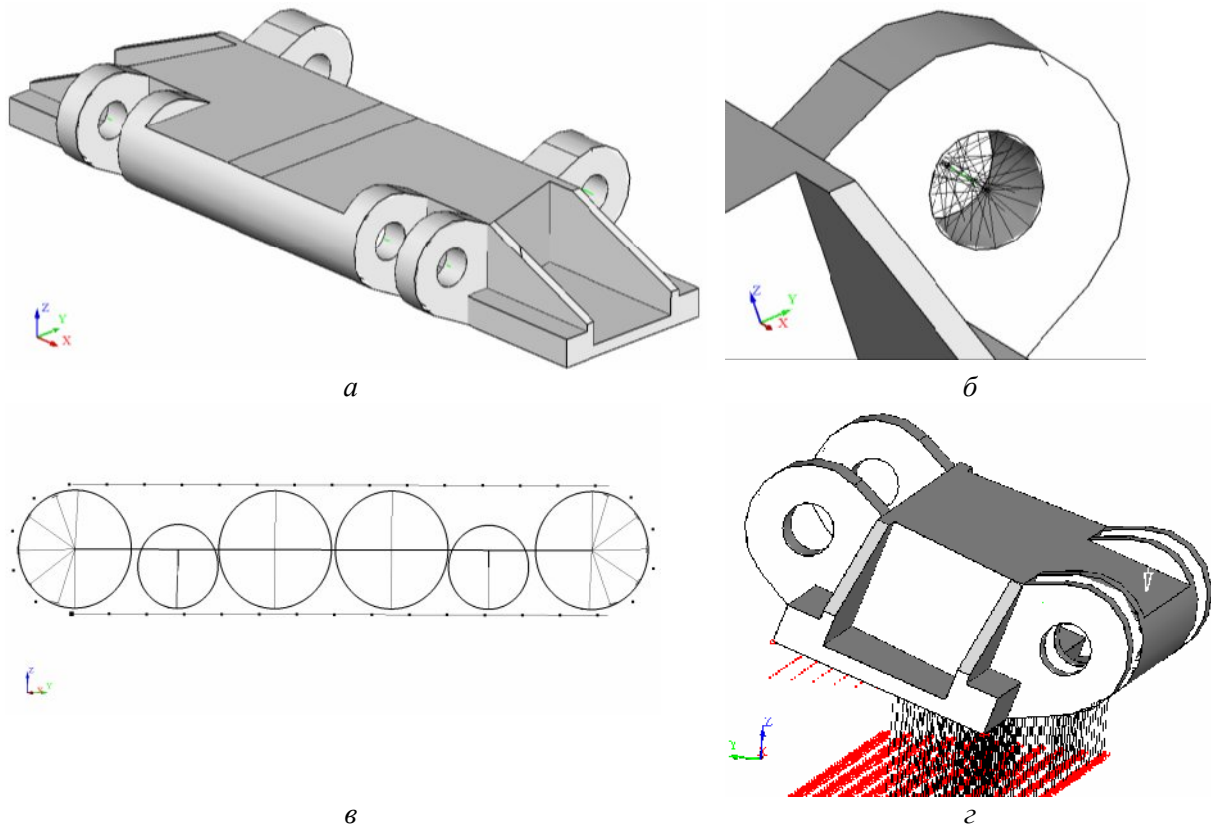


Рис. 5. Элементы моделей

2) Для цилиндрических поверхностей, которые указаны в конфигурации, формируются модели проушин (рис. 5. *б*). Модель проушины представляет собой ось (стержневой конечный элемент, воспринимающий продольные, поперечные силы и изгибающие моменты). Параметры жесткости стержневого элемента оси соответствуют жесткости соединительного пальца. Для передачи нагрузок от узлов поверхности проушины до конечного элемента оси вводятся промежуточные шарнирные стержневые элементы.

Для совместной работы гусеничных звеньев в составе гусеничной ленты выполняется объединение линейных и угловых перемещений соответствующих моделей проушин. Следует отметить, что итерационный расчет исключает из расчетной схемы растянутые стержни.

3) На основании входных данных (размеров и расположения опорных и поддерживающих катков), а также результатов работы подпрограмм из п.1-2 формируется разметка первоначального расположения осей проушин по обводу цепи (рис. 5. *б*). Участки обвода между звеньями могут быть заданы как прямолинейными, так и криволинейными

ми второго порядка с заданной кривизной. Это позволяет задать первоначальную форму дуги провисания ленты, которая уточняется в результате итерационного расчета.

4) Передача нагрузок со стороны рамы на гусеничные звенья осуществляется стержневыми элементами эквивалентной жесткости. Точки контакта с поверхностью гусеничных звеньев зависят от текущего расположения гусеничной рамы относительно гусеничной ленты и ориентации звеньев в пространстве (рис. 5. в).

5) Моделирование реакции со стороны грунта на опорную площадку звеньев осуществляется стержневыми элементами (рис. 5. з). Стержни, воспринимающие растягивающие нагрузки и не прошедшие проверку на наличие контакта исключаются из расчетной схемы. Итерационный расчет прекращается при наличии только сжатых стержней.

Жесткость стержневых элементов, моделирующих грунт, назначается в зависимости от коэффициента сопротивления грунтов смятию k , даН/м³ следующим образом:

а) Вычисляется площадь опорной поверхности, приходящаяся на каждый стержневой элемент исходя из формулы расчета поверхностных нагрузок

$$\{f_q\} = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 H^T \cdot \bar{q} \, ds,$$

где H^T – функции формы конечного элемента; \bar{q} – интерполяция поверхностных нагрузок при помощи функций форм, $\bar{q} = \sum_{i=1} H \cdot \bar{q}_L$, здесь \bar{q}_L – узловые значения поверхностных нагрузок.

Приняв величину давления за единичную, вектор $\{f_q\}$ будет содержать удельное значение площади рассматриваемой стороны конечного элемента, т.е. $\sum f_q^i = 1$. Умножив удельные значения на площадь поверхности и просуммировав по всем поверхностям элементов, получим площади опорной поверхности, приходящиеся на каждый конечный элемент имитирующий грунт.

б) Вычисляется жесткость каждого стержневого элемента по формуле

$$C_i = A_i \cdot k',$$

где A_i – площадь опорной поверхности, приходящаяся на i -й элемент; k' – коэффициент сопротивления грунтов смятию, который в общем случае зависит от истории нагружения.

Гусеничные и нижняя рама моделируются стержневыми конечными элементами эквивалентной жесткости.

Приведенная на рисунке расчетная схема имеет более 400000 неизвестных. Учитывая наличие итерационных вычислений изложенные выше принципы позволяют уйти от контактных трехмерных задач (для поставленной задач) и сократить время моделирования до приемлемых значений.

В некоторых случаях эффективной с точки зрения минимизации размерности задачи может быть замена расчетных некоторых звеньев (например, холостой ветви) эквивалентными по жесткости стержневыми элементами или формирование из модели трака суперэлемента (рис. 6.). Суперузлами могут выступать узлы, принадлежащие поверхностям, контактирующими с грунтом, катками и проушинам.

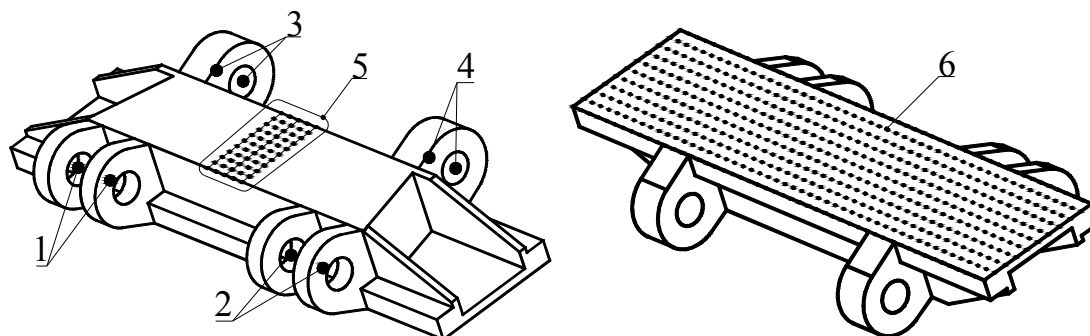


Рис. 6.Схема расположения суперузлов

В качестве примера функционирования программы и работы основных алгоритмов рассмотрен процесс нагружения части гусеничной ленты из 13 звеньев активной сосредоточенной нагрузкой в 10 кН. При этом масса одного звена составляет 450 кг, площадь опорной поверхности $0,56 \text{ м}^2$, шаг звена 445 мм.

В результате работы программы моделирования, блок-схема которой приведена на рис. 4, были рассчитаны перемещения гусеничных звеньев (углы поворота представлены на рис. 8), реакции в проушинах и распределение давления на грунт. Изменение длины цепи в результате поворота звеньев составляет порядка 10 мм, однако в данном эксперименте не учтены силы трения в шарнирах и в зоне контакта с грунтом.

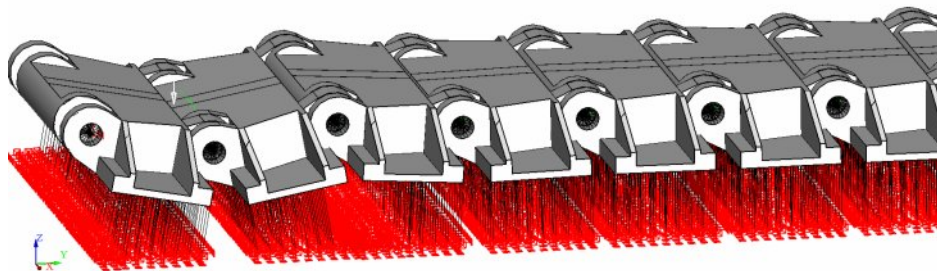


Рис. 7.Визуализация результата нагружения

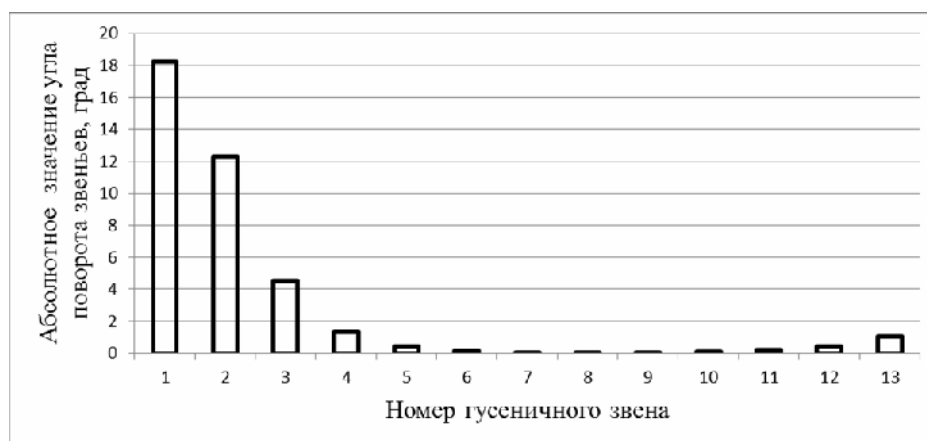


Рис. 8. Гистограмма угловых перемещений гусеничных звеньев

Выводы. Приведенный алгоритм построения моделей позволяет изучать работоспособность элементов гусеничного хода с учетом их геометрических и жесткостных параметров. Представленное программное обеспечение может быть использовано при исследованиях процессов нагружения элементов гусеничного хода с учетом влияния

как нагрузок со стороны рабочего оборудования, так и условий опирания о грунт с заданными физико-механическими характеристиками

Литература: 1. Беккер М.Г. Введение в теорию систем местность–машина / М.Г. Беккер Под ред. В.В. Гуськова – М.: Машиностроение, 1973.– 520 с. 2. Домбровский Н.Г. Теория и расчет гусеничного движителя землеройных машин / Н.Г. Домбровский, А.Г. Маевский, И.М. Гомозов, В.М. Гилис.–К.: Техніка, 1970, 192 с. 3. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин / Н.А. Забавников – М.: Машиностроение, 1975.– 448 с 4 Рейш А.К. Повышение износостойкости строительных и дорожных машин / А.К. Рейш. – М.: Машиностроение, 1986.–184 с5. Григоров О.В. Современные гусеничные краны. Анализ. Перспективы / О.В.Григоров, О.П.Водченко // Збірник наукових праць НТУ «ХПИ»(Високітехнології в машинобудуванні). – Харків, 2006. 6. Водченко О.П. Крановый гусеничный движитель. Теория и Практика преодоления препятствий / О.П. Водченко// Вестник национального технического университета «ХПИ». – 2010. – №49. – с. 75-80.

Bibliography (transliterated): 1. Bekker M.G. Vvedenie v teoriju sistem mestnost'–mashina / M.G. Bekker Pod red. V.V. Gus'kova – M.: Mashinostroenie, 1973.– 520 s. 2. Dombrovskij N.G. Teorija i raschet gusenichnogo dvizhitelja zemlerojnyh mashin / N.G. Dombrovskij, A.G. Maevskij, I.M. Gomofov, V.M. Gilis.–K.: Tehnika, 1970, 192 s. 3. Zabavnikov N.A. Osnovy teorii transportnyh gusenichnyh mashin / N.A. Zabavnikov – M.: Mashinostroenie, 1975.– 448 s 4 Rejsh A.K. Povyshenie iznosostojkosti stroitel'nyh i dorozhnyh mashin / A.K. Rejsh. – M.: Mashinostroenie, 1986.–184 s 5. Grigorov O.V. Sovremennye gusenichnye krany. Analiz. Perspektivy / O.V.Grigorov, O.P.Vodchenko // Zbirnik naukovih prac' NTU «HPI»(Visokitehnologii v mashinobuduvanni). – Harkiv, 2006. 6. Vodchenko O.P. Kranovyj guse-nichnyj dvizhitel'. Teorija i Praktika preodolenija prepjatsvij / O.P. Vodchenko// Vestnik nacional'nogo tehničeskogo universiteta «HPI». – 2010. – №49. – s. 75-80.

Койнаш В.О., Крупко В.Г.

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ГУСЕНИЧНОГО ХОДОВОГО ОБЛАДНАННЯ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН

На основі принципів імітаційного моделювання запропонований алгоритм і програмне забезпечення для дослідження навантажень в елементах гусеничного ходу землерійних машин.

Койнаш В.А., Крупко В.Г.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ГУСЕНИЧНОГО ХОДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН

На основе принципов имитационного моделирования предложен алгоритм и программное обеспечение для исследования нагрузок в элементах гусеничного хода землеройных машин.

Koynash V.A., Krupko V.G.

SIMULATION OF WORK OF CATERPILLAR WORKING EQUIPMENT OF EARTHMOVERS

On the basis of principles of imitation design an algorithm and software are offered for research of loading in the elements of caterpillar motion of earthmovers.

ПРОГНОЗУВАННЯ НАДІЙНОСТІ ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВОГО НАСОСА

Вступ. Створення конкурентоспроможної продукції неможливо без підвищення надійності промислового устаткування. Надійність є одним з важливих показників технічного рівня виробу. До основних показників надійності гідроагрегатів, в тому числі і насосів, відносяться ймовірність безвідмовної роботи, інтенсивність відмов, час безвідмовної роботи, 90% ресурс. Фактори, які визначають надійність гідроагрегатів, достатньо докладно розглянуті в науково-технічній літературі, зокрема в роботі [1]. До першої групи цих факторів відносяться конструкція виробу та якість її виготовлення, які необхідно визначити на етапі його проектування. Особливу актуальність питання забезпечення високої надійності набуває при проектуванні лабіринтно-гвинтових насосів (ЛГН), які знайшли широке застосування в технологічних процесах зв'язаних з перекачуванням агресивних середовищ.

Аналіз літературних джерел. Питанням розрахунку надійності гідроагрегатів та їх елементів присвячено достатньо велика кількість науково-технічних робіт, наприклад робота [1]. Однак в них відсутні відомості, щодо надійності ЛГН. Зупинимося на останніх публікаціях. В статті [2] розглянуті загальні питання підвищення надійності гідроприводів і їх елементів на етапі проектування, виготовлення та експлуатації. Однак в ній відсутні конкретні дані, щодо надійності гідроприводів і їх елементів.

Аналіз інтенсивності відмов гідравлічного устаткування розглянуто в статті [3]. Наведені результати аналізу значень інтенсивності відмов гідравлічного устаткування за даними літературних джерел, заводів-виробників, експертних оцінок фахівців. Пропонується при використанні в розрахунках надійності за інтенсивністю відмов враховувати умови експлуатації гідравлічного устаткування. Однак і в даній статті відсутні відомості, щодо значень інтенсивності відмов ЛГН. Зазначимо, що відомості щодо надійності та дефектації ЛГН в науково-технічній літературі відсутні.

В статтях [4, 5] наведені методики оцінки та прогнозування надійності. В статті [4], присвяченій надійності електромагнітних клапанів зробленої на підставі аналізу великої кількості експериментальних даних, всі відмови клапанів поділено на дві великі групи: детерміновані та стохастичні. Встановлено, що стохастичні відмови, за частотою появи суттєво менші за детерміновані. Однак, наведена методика не може бути цілком використана при прогнозуванні надійності ЛГН.

В статті [5] наведено методику прогнозування ресурсу малогабаритних пневматичних клапанів з електромагнітним приводом методом аналізу наявних випадкових процесів пошкоджуваності. Розроблена методика розрахунку надійності для виробів які знаходяться під дією циклічних навантажень та базується на великій кількості експериментальних даних. Таким чином і ця методика не може бути використана при розрахунку надійності ЛГН.

Особливість розрахунку надійності ЛГН, обумовлена їх робочим процесом, а саме взаємодією робочої рідини з рухомим гвинтом і нерухомою втулкою, її течією між ними та в каналах насоса. Крім того в насосах внаслідок нерівномірності витрати та стискання робочої рідини має місце коливання витрати, тиску і рухомих елементів. Сполучення цих факторів призводить до складних гідромеханічних процесів, які необхідно враховувати при проектуванні та розрахунку їх надійності. Оскільки відмови

в ЛГН відбуваються під дією великої кількості факторів конструктивного, виробничого і експлуатаційного характеру, то проблема підвищення їх надійності повинна розв'язуватися комплексно на всіх стадіях його життєвого циклу.

Проведений огляд науково-технічної літератури виявив, що питання прогнозування і розрахунку надійності ЛГН не знайшли в ній належного висвітлення.

Метою статті є розробка методики прогнозування надійності ЛГН на етапі їх проектування. Визначення ймовірності та часу його безвідмовної роботи.

Метод експертних оцінок. При прогнозуванні надійності ЛГН методом експертних оцінок залучалися п'ять провідних фахівців ПАТ "ХЕМЗ-ІРЕС". На першому етапі експерти визначили фактори, які на їх думку, найбільш суттєво впливають на надійність ЛГН. Це: 1 – зношення виступів нарізок втулки та гвинта; 2 – зношення гвинтової канавки втулки та гвинта; 3 – зношення торцевого ущільнення; 4 – запафування гвинтової канавки втулки та гвинта.

На другому етапі, експерти, незалежно один від одного, присвоїли кожному фактору ранг від 1 до 0 за ступенем зменшення його впливу на явище яке розглядається, табл. 1. Зазначимо, що дійсне значення рангу кожного фактора знаходиться всередині діапазону оцінок та узагальнена думка експертів є цілком достовірною.

Таблиця 1

Вага, середньоарифметична вага, середня відносна вага і середньоквадратичне відхилення факторів які впливають на надійність ЛГН та коефіцієнт варіацій

Номер експерта, j	Номер фактора, i			
	1	2	3	4
1	1,0	0,9	0,8	0,4
2	1,0	0,8	0,9	0,5
3	0,8	1,0	0,9	0,5
4	0,9	0,7	0,8	1,0
5	0,8	0,5	1,0	0,6
Розраховані параметри				
$\bar{\varphi}_{i,j}$	0,9	0,78	0,88	0,6
$\bar{\varphi}_{0i,j}$	0,285	0,247	0,278	0,190
$\tilde{\sigma}_i$	0,089	0,172	0,075	0,210
\tilde{v}_i 100%	9,89	22,05	8,52	35,0

На третьому етапі розраховували середньоарифметичну вагу, середню відносну вагу і середньоквадратичне відхилення фактора та коефіцієнт варіацій. Для розрахунку використовували формули з роботи [1].

Середньоарифметичну вагу фактора розраховували за залежністю

$$\bar{\varphi}_{i,j} = \frac{1}{m} \sum_1^m \tilde{\varphi}_{i,j}, \quad (1)$$

де m – кількість експертів.

Середню відносну вагу фактора розраховували за формулою

$$\bar{\varphi}_{0i,j} = \bar{\varphi}_{i,j} / \sum_1^n \bar{\varphi}_{i,j}, \quad (2)$$

де n – кількість факторів.

Середньоквадратичне відхилення фактора та коефіцієнт варіацій розраховували за наступними формулами:

$$\tilde{\sigma}_i = \sqrt{\frac{1}{m} \sum_1^m [\tilde{\varphi}_{i,j} - \bar{\varphi}_{i,j}]^2}, \quad (3)$$

$$\tilde{v}_i = \tilde{\sigma}_i / \bar{\varphi}_{i,j}. \quad (4)$$

Результати розрахунку наведено в нижній частині табл. 1.

На четвертому етапі визначали ранги характеристик факторів які впливають на надійність ЛГН, суми рангів, відхилення суми рангів від середньоарифметичного значення та показників зв'язку рангів. Для визначення рангів заповнювали табл. 2. В лівому верхньому куту якої записані ваги характеристик взятих з верхньої частини табл. 1. Якщо у вагах в послідовності, що ранжуються, k експертів вказали однакову вагу, то рангом є середнє значення натурального ряду чисел. Якщо вага зустрічалась один раз, то ранг є наступним членом натурального ряду чисел.

Таблиця 2

Ранги характеристик факторів які впливають на надійність ЛГН та суми рангів, відхилення суми рангів від середньоарифметичного значення та показників зв'язку рангів

	$i = 1$	$i = 2$	$i = 3$	$i = 4$
	1,0	1,0	1,0	1,0
	$\frac{1}{2}$	1,0	1,0	1,0
	$(1+2)\frac{1}{2}=1,5$			
	0,9	0,9	0,9	0,9
	3,0	2,0	$\frac{1}{2}$	0
			$(2+3)\frac{1}{2}=2,5$	
	0,8	0,8	0,8	0,8
	$\frac{1}{2}$	3,0	$\frac{1}{2}$	0
	$(4+5)\frac{1}{2}=4,5$		$(4+5)\frac{1}{2}=4,5$	
	0,7	0,7	0,7	0,7
	–	4,0	–	0
	0,6	0,6	0,6	0,6
	–	0	–	5,0
	0,5	0,5	0,5	0,5
	–	6,0	–	$\frac{1}{2}$
				$(6+7)\frac{1}{2}=6,5$
	0,4	0,4	0,4	0,4
	–	–	–	8,0
Розраховані параметри				
\tilde{s}_i	9,0	16,0	8,0	20,5
\tilde{d}_i	-4,375	2,625	-5,375	7,125
\tilde{T}_i	12	0	12	6

Суми рангів характеристик факторів які впливають на надійність ЛГН, відхилення суми рангів від середньоарифметичного значення та показник зв'язку рангів розраховували за наступними формулами [1]:

сума рангів та середня сума рангів

$$\tilde{s}_i = \sum_1^m \tilde{\rho}_j, \quad \bar{\tilde{s}} = \sum_1^n \tilde{s}_i / n, \quad (5)$$

де $\tilde{\rho}_j$ – ранг характеристики фактора який впливає на надійність ЛГН; відхилення суми рангів від середньоарифметичного значення

$$\tilde{d}_i = \tilde{s}_i - \bar{\tilde{s}}; \quad (6)$$

показник зв'язку рангів

$$\tilde{T}_i = \sum_1^{\tilde{L}} (\tilde{t}_i^3 - \tilde{t}_i), \quad (7)$$

де \tilde{L} – кількість груп рангів; \tilde{t}_i – кількість зв'язаних рангів в \tilde{l} -ій групі.

Результати розрахунку наведено в нижній частині табл. 2.

Відмітимо, що середньоквадратичне відхилення фактора та коефіцієнт варіацій є непрямыми показниками узгодженості думки експертів по даному фактору. Чим менше коефіцієнт варіації, тим більш узгоджена думка експертів. Остаточні висновки щодо узгодженості думки експертів формулювали використовуючи коефіцієнт конкордації (узгодженості) [1]

$$\tilde{W} = \frac{12 \sum_1^n \tilde{d}_i^2}{m^2(n^3 - n) - m \sum_1^n \tilde{T}_i}. \quad (8)$$

Розрахований за формулою (8) коефіцієнт конкордації склав 0,9394. Таким чином думка експертів є узгодженою, $\tilde{W} \approx 1$. Значення коефіцієнта конкордації підпорядковуються χ^2 -розподілу. Розраховували квантиль $\chi_{\text{ср}}^2$ -розподілу за залежністю [1]

$$\chi_{\text{ср}}^2 = \frac{12 \sum_1^n \tilde{d}_i^2}{n m (n + 1) - \frac{1}{m - 1} \sum_1^n \tilde{T}_i}. \quad (9)$$

Розраховували ступінь числа свободи $\tilde{\nu} = m - 1 = 5 - 1 = 4$, та задавались рівнем довіри $\tilde{\gamma} = 0,95$. За таблицями з роботи [6] знаходили значення квантиля $\chi_{\text{т}}^2(\tilde{\gamma}, \tilde{\nu})$ -розподілу. Для $\chi_{\text{т}}^2(0,95, 4) = 9,49$, а розрахований за формулою (9) – 13,71. $\chi_{\text{ср}}^2 > \chi_{\text{т}}^2(\tilde{\gamma}, \tilde{\nu})$, тобто оцінки експертів є узгодженими при заданому рівню довіри $\tilde{\gamma} = 0,95$.

Ранжування факторів за даними з табл. 1 дозволило встановити, що параметрами визначаючими надійність ЛГН є: $\bar{\varphi}(1) = 0,9$ – зношення виступів нарізок втулки та

гвинта; $\bar{\varphi}(2) = 0,88$ – зношення торцевого ущільнення; $\bar{\varphi}(3) = 0,78$ – зношення гвинтової канавки втулки та гвинта; $\bar{\varphi}(4) = 0,6$ – запарафування гвинтової канавки втулки та гвинта. Таким чином при проектуванні ЛГН необхідно в першу чергу забезпечити зменшення зношення виступів нарізок втулки та гвинта.

Прогнозування надійності. За методикою з роботи [1] здійснювали прогнозування надійності ЛГН методом марковської апроксимації. Вище встановлено, що визначальним параметром який характеризує роботоспроможність ЛГН є зношення виступів нарізок втулки та гвинта. За даними експериментальних досліджень проведеними в ПАТ “ХЕМЗ-ІРЕС” ЛГН з 18 різними робочими органами встановлені відносні значення зношення виступів нарізок втулки та гвинта – $\bar{\delta}$. Величини $\bar{\delta}$ визначались за формулою $\bar{\delta} = \Delta\delta/R_r$, де $\Delta\delta$ – приріст діаметрального зазору між нарізками гвинта та втулки; R_r – гідравлічний радіус гвинтової канавки. Результати експериментальних значень (точки) $\bar{\delta}$ в залежності від часу експлуатації t зображено на рис.1.

Ймовірність знаходження відносного значення зношення виступів нарізок втулки та гвинта в момент часу t в i -тому стані (рівні квантування) – \tilde{P}_i (ймовірність безвідмовної роботи ЛГН) визначається рівняннями марковського процесу [1]

$$\tilde{P}_i = -\tilde{v}_i \tilde{P}_i(t) + \tilde{v}_{i-1} \tilde{P}_{i-1}(t), \quad i = 0, 1, 2, \quad (10)$$

де \tilde{v}_i – коефіцієнти.

Система рівнянь (10) розв’язується за допомогою перетворень Лапласа [1]:

$$\begin{aligned} \tilde{P}_0(t) &= \tilde{P}_0 e^{-\tilde{v}_0 t}; \quad \tilde{P}_1(t) = \frac{\tilde{v}_0 \tilde{P}_0}{\tilde{v}_1 - \tilde{v}_0} e^{-\tilde{v}_0 t} + \left(\tilde{P}_1 - \frac{\tilde{v}_0 \tilde{P}_0}{\tilde{v}_1 - \tilde{v}_0} \right) e^{-\tilde{v}_1 t}; \\ \tilde{P}_2(t) &= \frac{\tilde{v}_0 \tilde{v}_1 \tilde{P}_0}{(\tilde{v}_1 - \tilde{v}_0)(\tilde{v}_2 - \tilde{v}_0)} e^{-\tilde{v}_0 t} + \left[\frac{\tilde{v}_1 \tilde{P}_1}{\tilde{v}_2 - \tilde{v}_1} - \frac{\tilde{v}_0 \tilde{v}_1 \tilde{P}_0}{(\tilde{v}_1 - \tilde{v}_0)(\tilde{v}_2 - \tilde{v}_1)} \right] e^{-\tilde{v}_1 t} + \\ &+ \left[\tilde{P}_2 + \frac{\tilde{v}_1 \tilde{P}_1}{\tilde{v}_2 - \tilde{v}_1} + \frac{\tilde{v}_0 \tilde{v}_1 \tilde{P}_0}{(\tilde{v}_1 - \tilde{v}_0)(\tilde{v}_2 - \tilde{v}_0)} \right] e^{-\tilde{v}_2 t}; \\ \tilde{P}_3(t) &= 1 - \sum_0^2 \tilde{P}_i(t). \end{aligned} \quad (11)$$

З урахуванням системи рівнянь (11) ймовірність безвідмовної роботи ЛГН визначалась наступною залежністю

$$\tilde{P}(t) = 1 - \tilde{P}_3(t), \quad (12)$$

Щільність цієї ймовірності

$$f(t) = \tilde{P}(t) \sum \tilde{v}_i. \quad (13)$$

Математичне очікування

$$\tilde{m}_{\bar{\delta}}(t) = \tilde{P}(t) \sum \bar{\delta}_i. \quad (14)$$

Дисперсія

$$\tilde{\sigma}_{\bar{\delta}}^2(t) = \tilde{P}(t) \sum \bar{\delta}_i^2 - \tilde{m}_{\bar{\delta}}(t)^2. \quad (15)$$

Так як на початку експлуатації $\bar{\delta} = 0$, то в якості початкових значень ймовірностей станів при $t = 0$ приймали $P_0 = 1, P_1 = P_2 = P_3 = 0$. Відмітимо, що на рис. 1 границі поля допусків $\bar{\delta}_{\max} = a$ і $\bar{\delta}_{\min} = b$ в задані технічними умовами.

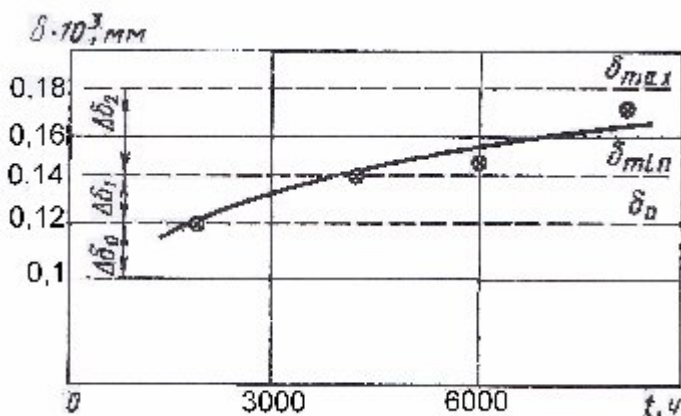


Рис. 1. Зміна відносного зазору між нарізками гвинта та втулки ЛГН

На трьох рівнях робили квантування поля зношування:

$$t_0 = 2000 \text{ год}; \Delta\bar{\delta}_0 = \bar{\delta}(t_0) - \bar{\delta}(0) = 0,019 \cdot 10^{-3} \text{ мм};$$

$$t_1 = 2500 \text{ год}; \Delta\bar{\delta}_1 = \bar{\delta}(t_1) - \bar{\delta}(t_0) = 0,037 \cdot 10^{-3} \text{ мм};$$

$$t_2 = 10000 \text{ год}; \Delta\bar{\delta}_2 = \bar{\delta}(t_2) - \bar{\delta}(t_1) = 0,076 \cdot 10^{-3} \text{ мм}.$$

Визначали інтервали квантування в часі: $t_0^* = 2000$ год; $t_1^* = 2500$ год; $t_2^* = 10000$ год. Розраховували інтенсивності переходів по рівням квантування – коефіцієнти рівнянь ймовірності роботоспроможного стану насосу:

$$\tilde{\nu}_0 = 1/t_0^* = 1/2000 = 0,5 \cdot 10^{-3}; \tilde{\nu}_1 = 1/t_1^* = 1/2500 = 0,4 \cdot 10^{-3}; \tilde{\nu}_2 = 1/t_2^* = 1/10000 = 0,09 \cdot 10^{-3}.$$

Задавалися часом t та за системою рівнянь (11) знаходили значення $\tilde{P}_i(t)$ та за формулою (12) $\tilde{P}(t)$. Результати розрахунків наведено на рис. 2.

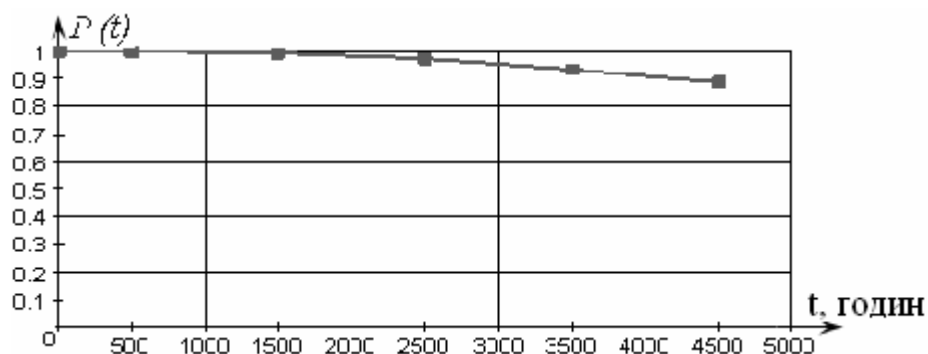


Рис. 2. Залежність ймовірності безвідмовної роботи насосу від часу

Ймовірності безвідмовної роботи ЛГН для 4500 годин роботи становить 0,891, при цьому математичне очікування розраховане за формулою (14) становить $0,12 \cdot 10^{-3}$ мм, а дисперсія $0,0011 \cdot 10^{-6}$ мм². Таким чином ймовірності безвідмовної роботи насоса розрахована з задовільною точністю.

Метод структурних схем. Для підтвердження результатів розрахунку надійності методом марківської апроксимації ймовірність безвідмовної роботи ЛГН розраховували за допомогою метода структурних схем. При цьому приймали, що всі елементи одновідмовні, їх відмови незалежні, однотипні елементи мають однакову надійність, їх параметри відповідають – номінальним, а параметри оточуючого середовища – технічним вимогам. Приймали, що під час експлуатації інтенсивність відмов $\tilde{\lambda}$ не залежить від часу – ймовірність безвідмовної роботи описується експоненціальним законом [1]

$$\tilde{P}(t) = \exp(-\tilde{\lambda}t). \quad (16)$$

Розрахунок ймовірності безвідмовної роботи за залежністю (16) правомірний для невідновлювальних елементів та пристроїв. Для відновлювальних пристроїв результати розрахунку ймовірності безвідмовної роботи за залежністю (16) дещо менші, однак виду невизначеності часу відновлення в подальших розрахунках використовували формулу (16). Ймовірність безвідмовної роботи будь-якого пристрою, структурна схема якого містить k паралельних ланцюгів кожний з яких складається з n елементів визначали за формулою [1]

$$\tilde{P}(t) = 1 - \prod_1^k \left[1 - \prod_1^n P_i(t) \right], \quad (17)$$

де $P_i(t)$ – ймовірність безвідмовної роботи i -го елемента.

За конструктивною схемою ЛГН побудували його структурну схему, рис. 3.

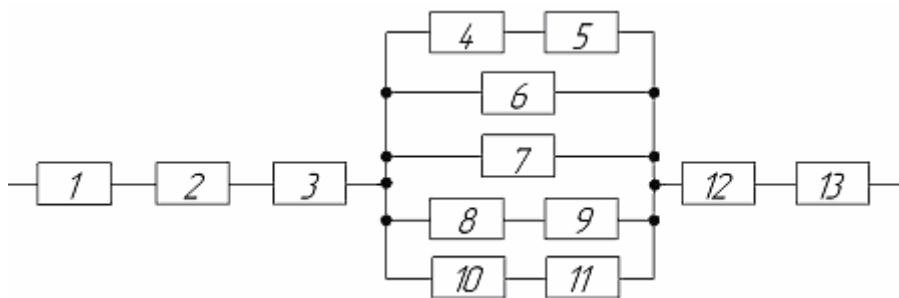


Рис. 3. Структурна схема для розрахунку надійності ЛГН:
1, 13 – трубопровід; 2, 12 – муфта; 3 – ротор; 4, 8 – торцеве ущільнення;
5, 9 – пружина; 6, 7 – підшипник; 10 – гвинт; 11 – втулка.

За структурною схемою з використанням формул (16) та (17), отримали аналітичну залежність для розрахунку ймовірності безвідмовної роботи ЛГН

$$\tilde{P}(t) = \tilde{P}_{1-3} \left[1 - \prod_1^5 \left(1 - \prod_4^{11} \tilde{P}_i(t) \right) \right] \tilde{P}_{12-13}. \quad (18)$$

Результати розрахунків наведені в табл. 3. При 10000 годин роботи насоса мінімальне значення імовірності безвідмовної роботи становить 0,984.

За результатами розрахунків імовірності безвідмовної роботи ЛГН встановлено, що він є високонадійним елементом. Аналіз розрахунків показав, що імовірність безвідмовної роботи насоса значною мірою залежить від надійності торцевих ущільнень. Однак, слід зазначити, що розрахунок надійності з використанням методу структурних схем дає трохи завищені показники надійності. Точність розрахунку ймовірності безвідмовної роботи ЛГН характеризується дисперсією G_p , розрахунок якої проводили за методикою з роботи [7]. Розрахункове значення G_p для 10000 годин склало $0,031 \cdot 10^{-2}$.

Час безвідмовної роботи ЛГН розраховували за формулою

$$T = 1/\Lambda, \quad (19)$$

де Λ – сумарна інтенсивність відмов насоса.

За результатами розрахунків він становить $1,46 \cdot 10^6$ годин. Таким чином розрахунковим шляхом доведено, що надійність ЛГН є достатньо високою.

Таблиця 3

Імовірність безвідмовної роботи ЛГН

Елемент насоса	$\tilde{\lambda} \cdot 10^{-6}, 1/\text{год} [7]$			$P(4500)$		
	$\tilde{\lambda}_{\min}$	$\tilde{\lambda}_{\text{ср}}$	$\tilde{\lambda}_{\max}$	мин.	сред.	макс.
Трубопровід, $\tilde{\lambda}_{1(13)}$	0,18	0,324	0,7	–	–	–
Муфта, $\tilde{\lambda}_{2(12)}$	0,001	0,025	0,049	–	–	–
Ротор, $\tilde{\lambda}_3$	0,2	0,2	0,2	–	–	–
Торцеве ущільнення, $\tilde{\lambda}_{4(8)}$	0,23	0,7	1,12	–	–	–
Пружина, $\tilde{\lambda}_{5(9)}$	0,004	0,112	0,221	–	–	–
Підшипник, $\tilde{\lambda}_{6(7)}$	0,04	0,5	0,875	–	–	–
Вузол гвинт-втулка, $\tilde{\lambda}_{10-11}$	0,02	0,05	0,098	–	–	–
Насос	–	–	–	0,993	0,996	0,997

Висновки. Доведено, що визначальним параметром при прогнозуванні надійності ЛГН є зношення виступів нарізок втулки та гвинта. Отримані результати дозволяють прогнозувати надійність ЛГН з широкою гамою робочих органів. Встановлено, що мінімальне значення імовірності безвідмовної роботи насоса за 10000 годин становить 0,984, а час безвідмовної роботи $1,46 \cdot 10^6$ годин. Співставлення результатів розрахунку імовірності безвідмовної роботи насоса методом марковської апроксимації і методом структурних схем показало їх гарний збіг. Таким чином розрахунковим шляхом доведена висока надійність ЛГН. Наведену методику розрахунку надійності можна використовувати і при розрахунку надійності гвинтових насосів.

Література: 1. Сырицын Т.А. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмоприводов / Т.А. Сырицын. – М.: Машиностроение, 1990. – 248 с. 2. Основные пути повышения надежности гидроприводов. – Гидравлика пневматика и приводы, 2010. – № 1 (3). – С. 4 – 7. 3. Ащеулов А.В. Анализ интенсивности отказов гидравлического оборудования / А.В. Ащеулов. – Гидравлика пневматика и приводы, 2010. – № 1 (3). – С. 8 – 9. 4. Ситников А.Е. Оценка надежности электромагнитных клапанов с учетом причинных связей их отказов. / А.Е. Ситников, Е.И. Барелюк, Г.И. Зайончковский / Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця ВДАУ, 2011 – №3(33). – С. – 87 – 89. 5. Рикуніч Ю.М. Прогнозування ресурсу малогабаритних пневматичних клапанів з електромагнітним приводом методом аналізу наявних випадкових процесів пошкоджуваності / Ю.М. Рикуніч, О.Є. Ситніков, Я. Б Федорочко, О.Г. Кучер, Г.И. Зайончковский / Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця ВДАУ, 2011 – №1(31). – С. – 71 – 84. 6. Гнеденко Б.В. Математические методы в теории надежности / Б.В. Гнеденко, Ю.К. Беляев, А.Д. Соловьев. – М.: Наука, 1965. – 524 с. 7. Методичні вказівки до практичних занять “Вивчення принципу дії, експлуатації та розрахунку надійності гідроапаратів із вібраційною лінеаризацією” з курсу “Надійність та експлуатація гідромашин і гідроприводів” / уклад. П.М. Андренко, І.П. Гречка, і ін. – Харків: НТУ “ХПИ”, 2003. – 72 с.

Bibliography (transliterated): 1. Siryicin T.A. Ekspluatacia i nadegnost gidro- i pnevmoprovodov / T.A. Siryicin. – M.: Machinostroenie, 1990. – 248 s. 2. Osnovnie puti povisheniya nadegnosti gidroprivodov. – Gidravlika pnevmatika i privodi, 2010. – № 1 (3). – S. 4 – 7. 3. Asheulov A.V Analiz intensivnosti otkazov gidravlichesкого oborudovaniya / A.V. Asheulov. – Gidravlika pnevmatika i privodi, 2010. – № 1 (3). – S. 8 – 9. 4. Sitnikov A.E. Ocenka nadegnosti elektromagnitnix klapanov s uchetom prichinnix svyazey ix otkazov. / A.E. Sitnikov, E.I Barelyk, G.I Zayonchkovskiy / Promislova gidravlika i pnevmatika. – Vinnica VDAU, 2011 – №3(33). – S – 87 – 89. 5. Rikunich U.M. Prognozuvannya resursu malogabaritnix pnevmatichnix klapaniv z elektromagnitnim privodom metodom analizu nayavnix vipadkovix procesiv poshkodguvanosti / U.M. Rikunich, O.E. Sitnikov, Y. B. Fedorochko, O.G. Kucher, G.I Zayonchkovskiy Promislova gidravlika i pnevmatika. – Vinnica VDAU, 2011 – №1(31). – S. – 71 – 84. 6. Gnedenko B.V. Matematicheskie metodi v teorii nadegnosti / B.V. Gnedenko, Y.K. Belyaev, A.D. Solovyov. – M.: Nauka, 1965. – 524 s 7. Metodichi vkazivki do praktichnix zanyat “Vivchennya principu dii, ekspluatacii ta rozrakhunku nadiynosti gidroaparativ iz vibracnoyu linearizacieyu” z kursu “Nadiinist ta ekspluataciya gidromachin i gidroprivodiv ” / uklad. P.M. Andrenko, I.P. Grechka, i in. – Kharkiv: NTU “HPI”, 2003. – 72 s.

Лебедев А.Ю.

ПРОГНОЗУВАННЯ НАДІЙНОСТІ ЛАБИРИНТНО-ГВИНТОВОГО НАСОСА

Надані відомості про надійність лабиринтно-гвинтових насосів. Доведено, що параметром, що визначає надійність таких насосів є зношування виступів нарізок втулки й гвинта. Наведено результати розрахунку надійності лабиринтно-гвинтових насосів методом марковської апроксимації й методом структурних схем.

Лебедев А.Ю.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ ЛАБИРИНТНО-ВИНТОВОГО НАСОСА

Содержатся сведения о надежности лабиринтно-винтовых насосов. Доказано, что параметром определяющим надежность таких насосов является износ выступов нарезок втулки и винта. Приведены результаты расчета надежности лабиринтно-винтовых насосов методом марковской аппроксимации и методом структурных схем.

Lebedev A.Y.

PROGNOSTICATION OF RELIABILITY OF LABYRINTH-SPIRAL PUMP

There is information about reliability of labyrinth-spiral pumps. It is well-proven that by a parameter qualificatory reliability of such pumps there is a wear of ledges of cutting of hob and screw. Results over of calculation of reliability of labyrinth-spiral pumps are brought by the method of markovska approximation and method of flow diagrams.

ГОРИЗОНТАЛЬНІ КОЛИВАННЯ ВАНТАЖУ НА ТРОСІ ПРИ РІВНОМІРНОМУ ПОВОРОТІ СТІЛИ КРАНУ

Вступ. Стан розвитку піднімально-транспортного обладнання вимагає подальшого удосконалення математичних моделей технологічних процесів керування, продуктивності та точності позиціювання вантажу при повороті стріли крану. Розв'язання зазначених задач вимагає додаткового динамічного аналізу руху вантажу на тросі у горизонтальній площині при рівномірному повороті стріли крану. Також існує необхідність розрахунку власних відносних коливань, які виникають при розгойдуванні вантажу упродовж переносного обертового руху стрілової системи крану. Розрахунковий аналіз механічної системи «стріла-вантаж» дає шлях до визначення динамічних навантажень на основні елементи несної конструкції.

Аналіз літературних джерел. Розрахункові підходи до врахування впливу відцентрових сил інерції на характер коливань вантажу при повороті стріли крану представлені в роботі Кузьміна О.М. та ін. [1]. В роботі Макаревич Є.В. та ін. [2] розроблено математичну модель поворотного крану в імітаційному середовищі SimMechanics пакету Matlab, а також реалізовано оптимальне керування запропонованою моделлю крана за допомогою модуля Matlab Optimization Toolbox. У дослідженні Герасим'яка Р.П. та ін. [3] розглянуті підходи до оптимального електромеханічного керування вильотом стріли крану. Зарецьким А.А. та ін. в роботах [4]-[5] наводиться класифікація розгойдування вантажу, причому відносно розгойдування вантажу відноситься до динамічних похибок кранової системи. Задачі зниження розгойдування вантажу при повороті стріли крану також проаналізовані в роботах Дрьомова В.І. та ін. [6], Коритова М.С. [7], Голдобіної Л.О. та ін. [8]. Врахування впливу випадкового вітрового навантаження на динамічні режими роботи стрілового крану, у тому числі при екстремальних умовах експлуатації, виконано в роботі Подобєда В.О. [9]. В дослідженні Ловейкіна В.С. та ін. [10] записано функцію Лагранжа та проаналізовано рівняння руху вантажу на канаті крана, що обертається навколо осі. Водночас необхідно зазначити, що у відомих дослідженнях [1]-[10] приділяється недостатньо уваги аналізу динамічних режимів розгойдування вантажу у горизонтальній площині коливань із врахуванням впливу прискорення Коріоліса на відносну траєкторію вантажу на канаті, що і зумовлює актуальність даної роботи.

Цілі та задачі дослідження. Метою роботи є розв'язання оберненої задачі динаміки щодо визначення вигляду відносної траєкторії вантажу у горизонтальній площині коливань із одночасним врахуванням як відносного повороту вертикальної площини коливань вантажу, так і впливу прискорення Коріоліса на вигляд відносної траєкторії вантажу, що розгойдується на канаті.

Математична модель. Для розв'язання задачі скористаємося рівняннями Лагранжа II роду, які застосуємо до руху механічної системи «стріла BO_2 – вантаж M », зображеної на рис. 1а – рис. 1б. Досліджувана система має три ступеня вільності. В якості узагальнених координат приймемо прямокутні координати вантажу x, y та кут $\varphi_e = \omega_e t$ рівномірного обертання стріли зі сталою кутовою швидкістю ω_e навколо вертикальної осі O_2z_2 , де $x_2y_2z_2$ – нерухома інерціальна система осей координат, а $x_1y_1z_1$

–рухома неінерціальна система, жорстко пов’язана зі стрілою BO_2 крану. Обертання рухомої системи осей координат $x_1y_1z_1$ відносно нерухомої системи $x_2y_2z_2$ визначає переносний рух, а рух вантажу відносно системи $x_1y_1z_1$ – переносний рух.

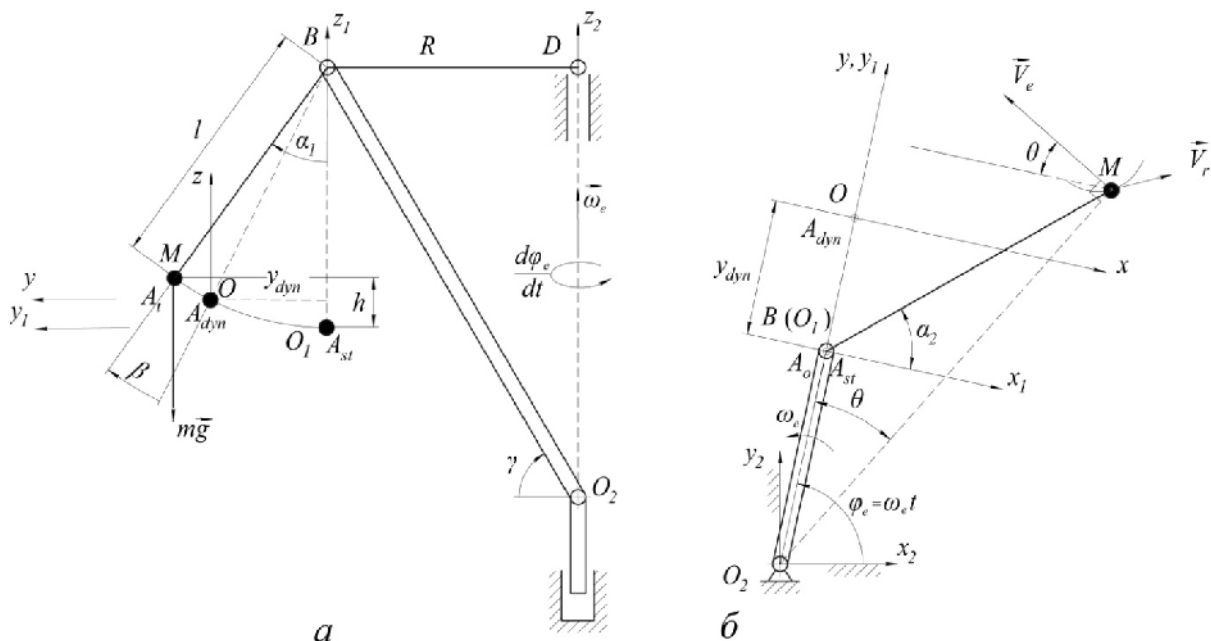


Рис. 1. Схема розгойдування вантажу M на тросі MB , прикріпленому в точці B до стріли BO_2 :
 а – вертикальна площина (yz); б – горизонтальна площина (xy).

Модуль переносної швидкості вантажу $V_e = \omega_e \cdot O_2M$, причому вектор переносної швидкості \vec{V}_e перпендикулярний до O_2M (рис. 1б), а відносна швидкість \vec{V}_r вантажу є $\vec{V}_r = (dx_1/dt, dy_1/dt)$. У початковий момент часу $t=0$ вантаж M знаходиться на вертикальній лінії BA_{st} , тобто його початкове положення збігається з положенням статичної рівноваги вантажу на тросі. При $t=0$ вантаж M має нульову абсолютну швидкість, а початкова відносна швидкість $V_{r0x} = -\omega_e \cdot BD$ (рис. 1а). На рис. 1б позначено кут θ , який є поточним кутом $A_{st}O_2M$, тобто кутом між віссю y_1 та радіус-вектором O_2M , причому $\sin(\theta) = x_1/O_2M$; $\cos(\theta) = (R+y_1)/O_2M$. Вертикальна координата z_1 на рис. 1а визначається як $z_1 = l - l \cdot \cos(\alpha_1)$, де α_1 – кут троса із вертикаллю. Для малих кутів α_1 проекції вектора абсолютної швидкості визначаються як:

$$V_{x_1} = (dx_1/dt) - V_e \cdot \cos(\theta); \quad V_{y_1} = (dy_1/dt) + \omega_e \cdot x_1; \quad V_{z_1} \approx 0. \quad (1)$$

Із урахуванням (1) кінетична енергія вантажу M визначається як

$$T = (m/2) \cdot \left(\left((dx_1/dt) - \omega_e \cdot (R + y_1) \right)^2 + \left((dy_1/dt) + \omega_e \cdot x_1 \right)^2 \right). \quad (2)$$

Потенціальна енергія системи Π визначається як

$$\Pi = mgl \cdot (1 - \cos(\alpha_1)). \quad (3)$$

Геометрична в'язь між α_1 , x_1 та y_1 має наступний вигляд:

$$l^2 \cdot \sin^2(\alpha_1) = x_1^2 + y_1^2. \quad (4)$$

Частинні похідні від α_1 за x_1 та y_1 визначаються наступним чином:

$$\partial \alpha_1 / \partial x_1 = x_1 / (l^2 \cdot \sin(\alpha_1) \cdot \cos(\alpha_1)); \quad \partial \alpha_1 / \partial y_1 = y_1 / (l^2 \cdot \sin(\alpha_1) \cdot \cos(\alpha_1)). \quad (5)$$

Із урахуванням (3)-(5) узагальнені сили набувають вигляду:

$$Q_{x_1} = -mg \cdot (x_1/l); \quad Q_{y_1} = -mg \cdot (y_1/l). \quad (6)$$

Для малого кута α_l узагальнені сили (6) являються проекціями сили тяжіння на площину, яка перпендикулярна до тросу BM . Диференціальні рівняння відносного руху механічної системи одержимо за допомогою рівнянь Лагранжа II роду:

$$\begin{cases} d(\partial T / (\partial(dx_1/dt))) / dt - \partial T / \partial x_1 = Q_{x_1}; \\ d(\partial T / (\partial(dy_1/dt))) / dt - \partial T / \partial y_1 = Q_{y_1}. \end{cases} \quad (7)$$

Із врахуванням (2), (6) рівняння (7) остаточно приймають вигляд:

$$\begin{cases} m \cdot (d^2 x_1 / dt^2) - 2 \cdot m \cdot \omega_e \cdot (dy_1 / dt) - m \cdot \omega_e^2 \cdot x_1 = -mg \cdot (x_1/l); \\ m \cdot (d^2 y_1 / dt^2) + 2 \cdot m \cdot \omega_e \cdot (dx_1 / dt) - m \cdot \omega_e^2 \cdot (R + y_1) = -mg \cdot (y_1/l). \end{cases} \quad (8)$$

Таким чином одержано систему (8) диференціальних рівнянь відносного руху вантажу M , закріпленого у т. B стріли BO_2 , яка обертається зі сталою кутовою швидкістю ω_e навколо вертикальної осі DO_2 .

Якщо початок системи осей координат Oxy розташувати у точці A_{dyn} динамічної рівноваги вантажу, причому $x_l = x$; $y_l = y + y_{dyn}$, то друге рівняння системи (8) визначить величину динамічного відхилення $y_{dyn} = A_{st} A_{dyn} = (\omega_e^2 R l) / (g - \omega_e^2 l)$. Якщо поділити рівняння системи (8) на масу вантажу M , то одержимо нормальну систему двох лінійних однорідних диференціальних рівнянь II порядку для відносного руху вантажу:

$$\begin{cases} (d^2 x / dt^2) - 2 \cdot \omega_e \cdot (dy / dt) - \omega_e^2 \cdot x = -x \cdot (g/l); \\ (d^2 y / dt^2) + 2 \cdot \omega_e \cdot (dx / dt) - \omega_e^2 \cdot y = -y \cdot (g/l). \end{cases} \quad (9)$$

Визначник матриці власних частот системи (9) має наступний вигляд:

$$\begin{vmatrix} \lambda^2 + (g/l) - \omega_e^2 & -2 \cdot \omega_e \cdot \lambda \\ 2 \cdot \omega_e \cdot \lambda & \lambda^2 + (g/l) - \omega_e^2 \end{vmatrix} = 0. \quad (10)$$

Характеристичне біквдратне рівняння IV порядку системи (9) має вигляд:

$$\lambda^4 + 2((g/l) + \omega_e^2)\lambda^2 + ((g/l) - \omega_e^2)^2 = 0. \quad (11)$$

Із (10)-(11) визначаємо корені вікового рівняння λ_1 і λ_2 :

$$\lambda_1 = \pm \nu_1 \cdot i; \quad \lambda_2 = \pm \nu_2 \cdot i; \quad \nu_1 = k + \omega_e; \quad \nu_2 = k - \omega_e; \quad k = \sqrt{g/l}; \quad \omega_e \neq k. \quad (12)$$

Із врахуванням (12) закон відносного руху набуває вигляду

$$\begin{cases} x(t) = C_1 \sin(\nu_1 \cdot t) + C_2 \cos(\nu_1 \cdot t) + C_3 \sin(\nu_2 \cdot t) + C_4 \cos(\nu_2 \cdot t); \\ y(t) = C_1 \cos(\nu_1 \cdot t) - C_2 \sin(\nu_1 \cdot t) - C_3 \cos(\nu_2 \cdot t) + C_4 \sin(\nu_2 \cdot t). \end{cases} \quad (13)$$

Для визначення сталих інтегрування C_1, \dots, C_4 , задамо початкові умови задачі:

$$x_0 = 0; \quad dx_0/dt = -V_B = -\omega_e R; \quad y_0 = -y_{dyn}; \quad dy_0/dt = 0. \quad (14)$$

Чисельні розрахунки здійснювались для наступних значень параметрів системи: $R=0,492$ м; $g=9,81$ м/с²; $l=0,825$ м; $k=(g/l)^{0,5} \approx 3,448$ рад/с; $T=30$ с; $\omega_e=2\pi/T \approx 0,209$ рад/с; $\alpha_{1dyn}=0,0022$ рад; $V_B=0,103$ м/с; $y_{dyn}=0,0018$ м; $v_1=k+\omega_e=3,658$ рад/с; $v_2=k-\omega_e=3,239$ рад/с. Із (13)-(14) маємо: $x(t) = (-0,01396) \cdot \sin(3,238 \cdot t) - 0,01579 \cdot \sin(3,656 \cdot t)$ м; $y(t) = 0,01396 \cdot \cos(3,238 \cdot t) - 0,01579 \cdot \cos(3,656 \cdot t)$ м – закон відносного руху M . Після виключення часу із одержаних рівнянь маємо відносну траєкторію вантажу M (рис. 2).

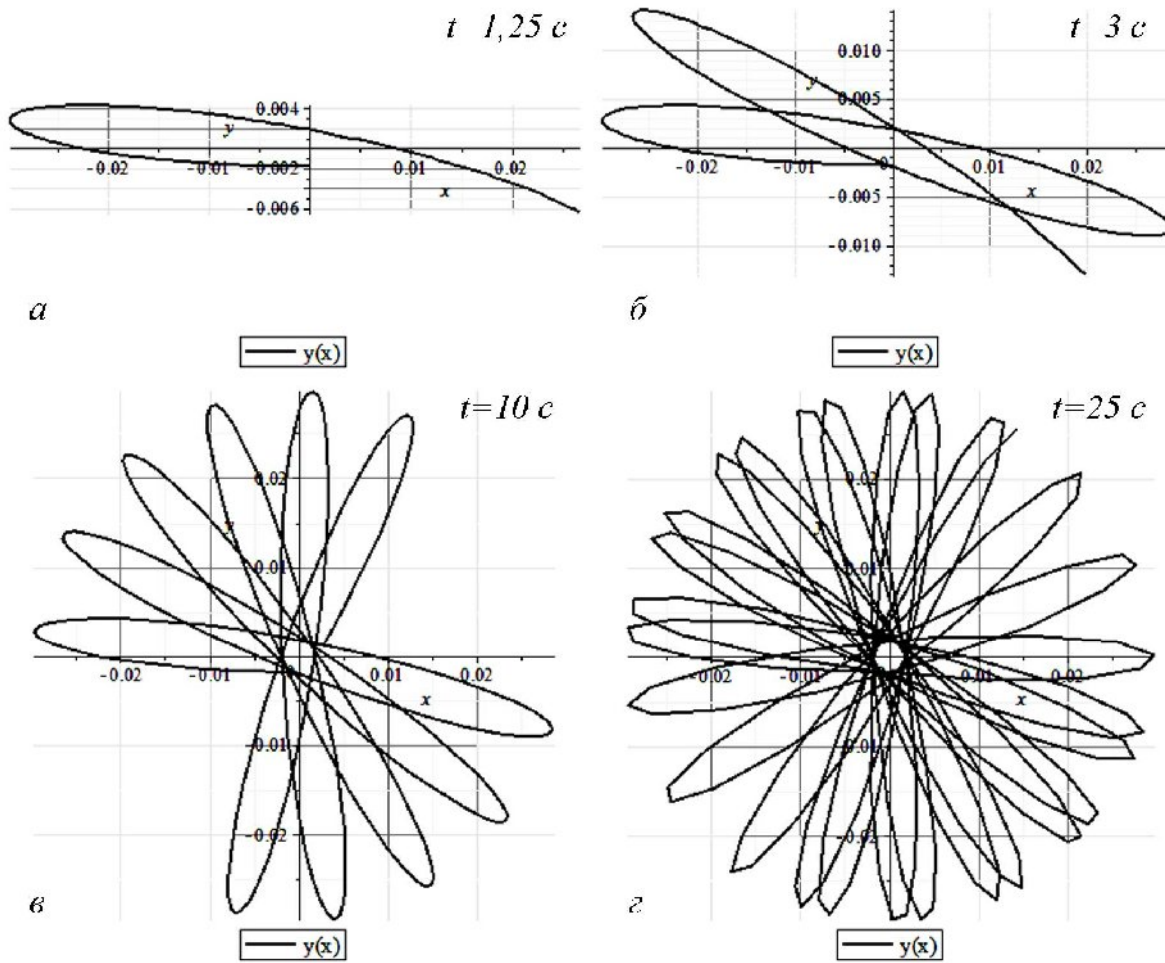


Рис. 2. Відносні траєкторії вантажу M на тросі при рівномірному обертальному русі стріли O_2B .

Абсолютні координати x_2, y_2 в залежності від відносних координат x, y при розгойдуванні вантажу M визначаються за наступними співвідношеннями:

$$\begin{cases} x_2 = (R + y + y_{dyn}) \cdot \cos(\omega_e t) + x \cdot \sin(\omega_e t); \\ y_2 = (R + y + y_{dyn}) \cdot \sin(\omega_e t) - x \cdot \cos(\omega_e t). \end{cases} \quad (15)$$

За співвідношеннями (15) отримано теоретичну абсолютну траєкторію 1 вантажу M (рис. 3а, 3в) для часу руху $t=15$ с. На рис. 3б, 3г наведено експериментальну абсолютну траєкторію 2 вантажу M для $t=18$ с. Рис. 3 відповідає куту повороту $\varphi_e=180^\circ$.

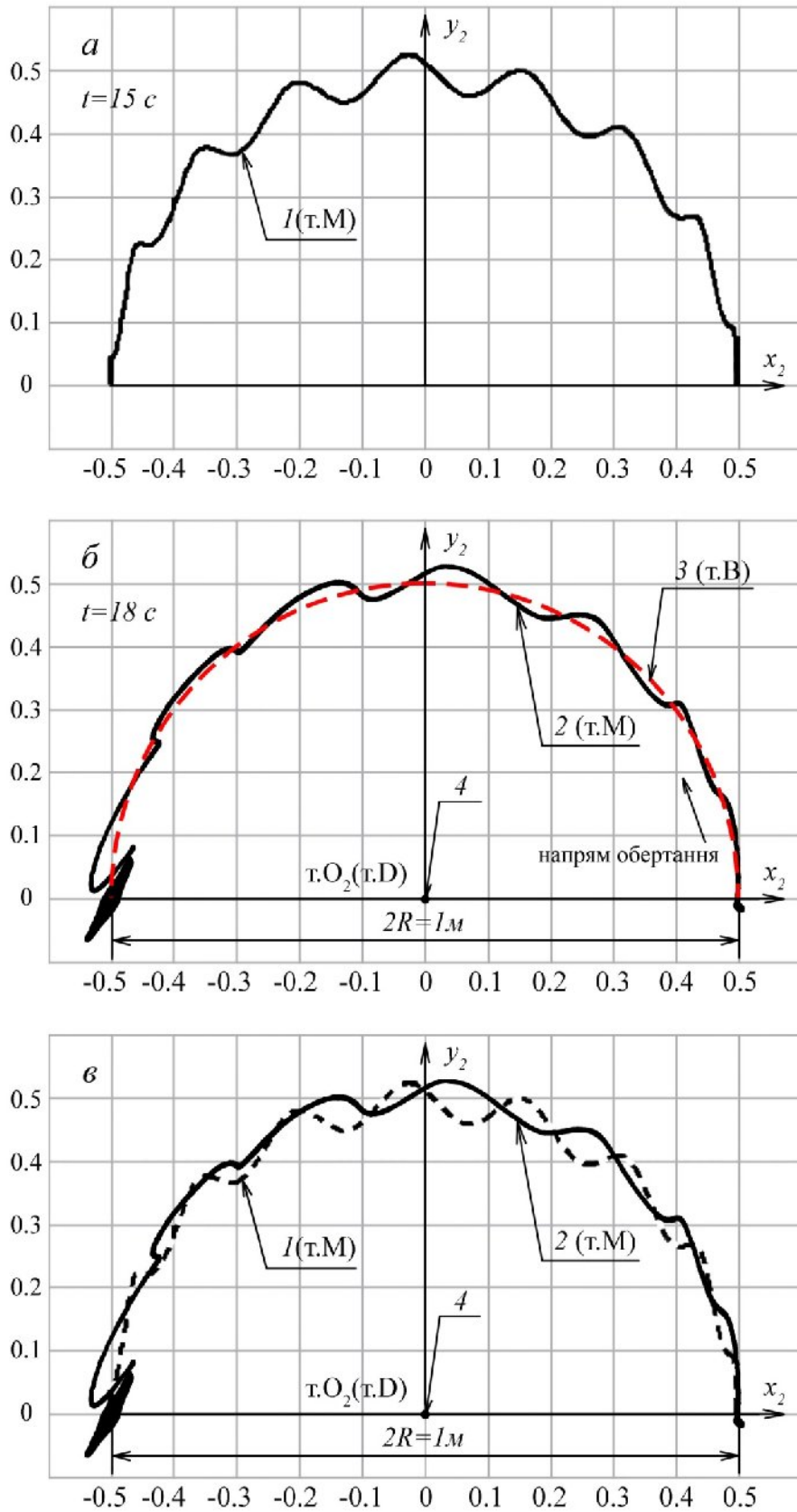


Рис. 3. Розрахункова 1 (*a*, *в*) та експериментальна 2 (*б*, *в*) абсолютні траєкторії вантажу M , де 3 – траєкторія т. B кінця стріли (*б*); 4 – центр $O_2(D)$ обертання стріли O_2B (*б*, *в*).

Аналіз результатів математичного та фізичного моделювання. Ліві частини рівнянь Лагранжа (8) можуть бути одержані із застосуванням динамічної теореми Коріоліса: перші доданки d^2x_1/dt^2 ; d^2y_1/dt^2 визначають вектор відносного прискорення у рухомій системі координат $x_1y_1z_1$; другі доданки визначають коріолісову силу інерції $\Phi_{\text{кор}}$, зумовлену переносним обертанням стріли крану O_2B із сталою кутовою швидкістю ω_e , причому $\Phi_{\text{кор}} = (-2)m[\omega_e, \mathbf{Vr}]$, де прямокутні проекції коріолісової сили інерції на осі координат є $\Phi_{\text{кор}x} = 2m\omega_e(dy_1/dt)$ і $\Phi_{\text{кор}y} = (-2)m\omega_e(dx_1/dt)$; треті доданки зумовлені наявністю даламберової сили інерції від переносного обертання, а її проекції на осі координат є $\Phi_{e_x}^n = m\omega_e^2 x_1$ і $\Phi_{e_y}^n = m\omega_e^2 (R+y_1)$.

Одержано консервативну систему (8)-(9) із доданками $\Phi_{\text{кор}x}$, $\Phi_{\text{кор}y}$, причому наявність перших похідних відносних координат вантажу M за часом dx_1/dt , dy_1/dt зумовлює не згасання коливань, а лише зміну напрямку відносної швидкості вантажу M .

Відповідно до (12) маємо $\lambda_1^2 < 0$ і $\lambda_2^2 < 0$, причому наразі маємо наступні власні частоти ($v_1 \neq v_2$) вільних коливань $v_1 = k + \omega_e = 3,658$ рад/с і $v_2 = k - \omega_e = 3,239$ рад/с. Як впливає із вигляду відносної $y=y(x)$ та абсолютної $y_2=y_2(x_2)$ траєкторій на рис. 2-3, результуючий рух вантажу M на тросі MB із врахуванням коріолісової сили інерції $\Phi_{\text{кор}}$ буде сумою двох коливань із частотами v_1 і v_2 , а також періодами $T_1 = 2\pi/v_1 \approx 1,718$ с і $T_2 = 2\pi/v_2 \approx 1,941$ с. Відзначимо, що v_1 і v_2 відрізняються на величину $2\omega_e$. Це означає, що наразі $v_1 \approx v_2$ і траєкторія відносного руху $y=y(x)$ схожа на еліпс для часу $T^* = 2\pi/k \approx 1,82$ с з півосями, які зумовлені початковими умовами. Більша піввісь визначається початковою швидкістю вантажу M , причому величина більшої півосі є $V_B/k = (\omega_e R)/k \approx 0,03$ м, що приблизно є сумою амплітуд чисельного розв'язку задачі. Менша піввісь визначається величиною $y_{\text{dyn}} = 0,0018$ м, що приблизно є різницею амплітуд чисельного розв'язку. Наразі більша піввісь приблизно у 17 раз є більшою ніж менша, оскільки кутова швидкість ω_e переносного обертання стріли крану O_2B значно менша від власної частоти k сферичних коливань вантажу M на тросі MB . Більша піввісь еліпсу відносного руху обертається із кутовою швидкістю ω_e у протилежному напрямку до переносного обертання стріли крану O_2B (рис. 2в).

Із рис. 3 впливає, що траєкторія абсолютного руху M є майже симетричною кривою відносно осі y_2 . Початковий та кінцевий рухи вантажу M за півперіод істотно відрізняється від гармонійних коливань у околі четверті періоду. Унаслідок незначної величини $y_{\text{dyn}} = 0,0018$ м, середнє відхилення вантажу M від траєкторії руху кінця т. B стріли O_2B є незначним. Основне динамічне навантаження на систему «стріла BO_2 – вантаж M » спричинено високочастотним коливанням M , яке зумовлено силою інерції від коріолісова прискорення M . Воно визначає додаткове навантаження та вібрації елементів конструкції стріли O_2B та опорних підшипників, ускладнює системи автоматичного та ручного керування електромеханічних систем стріли O_2B крану, а також погіршує умови праці оператора стрілового крану.

Зупинка стріли крану O_2B не призводить до миттєвого згасання абсолютних коливань вантажу M , що впливає із експериментальної траєкторії на рис. 3б, 3в. У подальшому має місце коливальний рух вантажу M з частотою k власних сферичних коливань і з амплітудою, що є різницею між кінцевим положенням вантажу M при відносному русі за півперіод коливань та статичною рівновагою A_{st} вантажу M на тросі. Подальші коливання при зупинці стріли O_2B є відхиленням реальної траєкторії від цільового призначення для кінцевого положення вантажу M . Результати фізичного моделювання показують необхідність створення додаткових пристроїв для ефективного заглушення остаточних коливань вантажу M .

Висновки. Із застосуванням рівнянь Лагранжа II роду та динамічної теореми Коріоліса в роботі отримані однакові диференціальні рівняння відносного руху вантажу

M на тросі MB , який закріплено на стрілі O_2B крану, що здійснює рівномірний обертальний рух із переносною кутовою швидкістю ω_e відносно нерухомої вертикальної осі z_2 . Досліджено вплив сил інерції від переносного та коріолісового прискорень. Отримано теоретичний розв'язок задачі Коші для рівнянь відносного руху M із врахуванням впливу типових початкових умов. Запропоновано формули зв'язку відносного та абсолютних рухів для вантажу M . Результати аналітичного дослідження та проведеного фізичного моделювання виявили задовільне узгодження як за частотами, так і за амплітудами коливань. Результати даної роботи являють собою основу для подальшого вивчення динаміки розгойдування вантажу M , побудови епюр внутрішніх силових факторів у несних конструкціях стріли O_2B , а також для аналізу статичних та динамічних характеристик автоматичних та ручних систем керування.

Література: 1. Кузьмин А.Н. Исследование колебаний груза на гибком подвесе при повороте крана / А.Н. Кузьмин, В.В. Суглобов, В.И. Федун // *Захист металургійних машин від поломок: Зб. наук. пр. – Маріуполь: ПДТУ. – 2011. – Вип. 13. – С. 141–147.* 2. Макаревич Е.В. Разработка оптимального управления движением башенного крана / Е.В. Макаревич, В.Н. Шамардина, Ф. Палис, С. Палис / *Електротехнічні та комп'ютерні системи: науково-технічний журнал. – Одеса: ОНПУ. – 2011. – № 3. – С. 170–171. – ISSN 2221-3805.* 3. Герасимьяк Р.П. Особенности керування електроприводом механізму вильоту стріли під час обертання крана з підвишеним вантажем / Р.П. Герасимьяк, О.В. Найденко / *Електротехнічні та комп'ютерні системи: науково-технічний журнал. – Одеса: ОНПУ. – 2007. – Випуск 68. – С. 11–15. – ISSN 2221-3805.* 4. Зарецкий А.А. Управление и защита грузоподъемного крана с гашением раскачивания груза. Часть 1/ А.А. Зарецкий, Л.С. Каминский, Д.М. Маиш, И.А. Пятницкий, И.Г. Фёдоров // *Журнал «Все Краны». – Санкт-Петербург: ООО «Издательский дом «Кран-Сервис». – 2007. – №16/16 (декабрь). – С. 10–13.* 5. Зарецкий А.А. Управление и защита грузоподъемного крана с гашением раскачивания груза. Часть 2/ А.А. Зарецкий, Л.С. Каминский, Д.М. Маиш, И.А. Пятницкий, И.Г. Фёдоров // *Журнал «Все Краны». – Санкт-Петербург: ООО «Издательский дом «Кран-Сервис». – 2008. – №01/17 (январь-февраль). – С. 8–12.* 6. Дремов В.И. К вопросу о создании энергоэффективных отечественных мощных грузоподъемных средств для условий природно-техногенных катаклизмов / В.И. Дремов, В.Г. Ивахник, А.В. Ляхомский // *Горный информационно-аналитический бюллетень. – М.: МГГУ. – 2005. – № 6. – С. 274–278. – ISSN 0236-1493.* 7. Корытов М.С. О перемещении груза автокраном вдоль заданной траектории при ограничении количества одновременно управляемых координат / М.С. Корытов // *Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки. – Самара: СамГТУ. – 2009. – № 2 (24). – С. 105–112.* 8. Голдобина Л.А. Теоретическое обоснование снижения раскачивания груза на канате строительного крана / Л.А. Голдобина, А.В. Власов, А.Л. Бочков // *Технико-технологические проблемы сервиса. – Санкт-Петербург: СПбГУЭС. – 2011. – Т. 2. – № 16. – С. 52–60. – ISSN 2074-1146.* 9. Подобед В.А. Теоретические исследования основных показателей работы портального крана "Альбрехт" при динамическом воздействии ветра / В.А. Подобед // *Вестник Мурманского государственного технического университета. – Мурманск: МГТУ. – 2006. – Т. 9. – № 3. – С. 522–530. – ISSN 1560-9278.* 10. Ловейкін В.С. Нелінійні маятникові коливання вантажу на гнучкому підвісі при різних режимах обертання / В.С. Ловейкін, А.А. Бойко, Ю.В. Човнюк // *Вісник ТНТУ (машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки). – 2010. – Т. 15. – № 3. – С. 41–48.*

Bibliography (transliterated): 1. Kuz'min A.N. Issledovanie kolebanij gruzha na gibkom podvese pri povorote krana / A.N. Kuz'min, V.V. Suglobov, V.I. Fedun // *Zakhyst metalurhiinykh mashyn vid polomok: Zb. nauk. pr. – Mariupol: PDTU. – 2011. – Vyp. 13. – S. 141–147.* 2. Makarevich E.V. Razrabotka optimal'nogo upravlenija dvizhenijami bashennogo krana / E.V. Makarevich, V.N. Shamardina, F. Palis, S. Palis / *Elektrotekhnichni ta kompiuterni systemy: naukovo-tekhnichni zhurnal. – Odesa: ONPU. – 2011. – № 3. – S. 170–171. – ISSN 2221-3805.* 3. Herasytiak R.P. Osoblyvosti keruvannia elektropyvodom mekhanizmu vylotu strily pid chas
Механіка та машинобудування, 2012, № 1

obertannia krana z pidvishenym vantazhem / R.P. Herasymiak, O.V. Naidenko / Elektrotekhnichni ta kompiuterni systemy: naukovo-tekhnichnyi zhurnal. – Odesa: ONPU. – 2007. – Vypusk 68. – S. 11-15. – ISSN 2221-3805. 4. Zareckij A.A. Upravlenie i zavita gruzopod'emnogo krana s gasheniem raskachivaniya gruzu. Chast' 1/ A.A. Zareckij, L.S. Kaminskij, D.M. Mash, I.A. Pjatnickij, I.G. Fjodorov // Zhurnal «Vse Krany». – Sankt- Peterburg: OOO «Izdatel'skij dom «Kran-Servis». – 2007. – №16/16 (dekabr'). – S. 10–13. 5. Zareckij A.A. Upravlenie i zavita gruzopod'emnogo krana s gasheniem raskachivaniya gruzu. Chast' 2/ A.A. Zareckij, L.S. Kaminskij, D.M. Mash, I.A. Pjatnickij, I.G. Fjodorov // Zhurnal «Vse Krany». – Sankt- Peterburg: OOO «Izdatel'skij dom «Kran-Servis». – 2008. – №01/17 (janvar'-fevral'). – S. 8–12. 6. Dremov V.I. K voprosu o sozdanii jenergojeffektivnyh otechestvennyh mownyh gruzopod'emnyh sredstv dlja uslovij prirodno-tehnogennyh kataklizmov / V.I. Dremov, V.G. Ivahnik, A.V. Ljahomskij // Gornyj informacionno-analiticheskij bjulleten'. – M.: MGGU. – 2005. – № 6. – S. 274–278. – ISSN 0236-1493. 7. Korytov M.S. O peremewenii gruzu avtokranom vdol' zadannoj traektorii pri ogranichenii kolichestva odnovremenno upravljaemyh koordinat / M.S. Korytov // Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta. Serija: Tehničeskie nauki. – Samara: SamGTU. – 2009. – № 2 (24). – S. 105-112. 8. Goldobina L.A. Teoreticheskoe obosnovanie snizhenija raskachivaniya gruzu na kanate stroitel'nogo krana / L.A. Goldobina, A.V. Vlasov, A.L. Bochkov // Tehniko-tehnologičeskie problemy servisa. – Sankt-Peterburg: SPbGUSJe. – 2011. – T. 2. – № 16. – S. 52-60. – ISSN 2074-1146. 9. Podobed V.A. Teoreticheskije issledovanija osnovnyh pokazatelej raboty portal'nogo krana "Al'breht" pri dinamicheskom vozdejstvii vetra / V.A. Podobed // Vestnik Murmanskogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta. – Murmansk: MGTU. – 2006. – T. 9. – № 3. – S. 522-530. – ISSN 1560-9278. 10. Loveikin V.S. Neliniini maiatnykovi kolyvannia vantazhu na hnuchkomu pidvisi pry riznykh rezhymakh obertannia / V.S. Loveikin, A.A. Boiko, Iu.V. Chovniuk // Visnyk TNTU (mashynobuduvannia, avtomatyzatsiia vyrobnytstva ta protsesy mekhanichnoi obrobky). – 2010. – T. 15. – № 3. – S. 41-48.

Періг О.В., Стадник О.М., Дериглазов О.І.

ГОРИЗОНТАЛЬНІ КОЛИВАННЯ ВАНТАЖУ НА ТРОСІ ПРИ РІВНОМІРНОМУ ПОВОРОТІ СТІЛИ КРАНУ

Із застосуванням рівнянь Лагранжа другого роду розв'язано обернену задачу динаміки щодо визначення горизонтальних коливань вантажу, що розгойдується упродовж рівномірного повороту стріли крану. У задачі одночасно враховано як відносний поворот вертикальної площини розгойдування вантажу, так і вплив прискорення Кориоліса на вигляд відносної траєкторії.

Периг А.В., Стадник А.Н., Дериглазов А.И.

ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ГРУЗА НА ТРОСЕ ПРИ РАВНОМЕРНОМ ПОВОРОТЕ СТРЕЛЫ КРАНА

С применением уравнений Лагранжа второго рода решена обратная задача динамики по определению горизонтальных колебаний раскачивающегося груза при равномерном повороте стрелы крана. В задаче выполнен одновременный учет как относительного поворота вертикальной плоскости раскачиваний груза, так и влияния ускорения Кориолиса на вид относительной траектории.

Perig A.V., Stadnik A.N., Deriglazov A.I.

SWAYING CARGO HORIZONTAL VIBRATIONS FOR UNIFORM ROTATING JIB-TYPE CRANE SYSTEM

An inverse material particle dynamics problem for swaying cargo horizontal vibrations determination has been solved with an introduction of Lagrange equations. The uniform rotation of jib-type crane system has been assumed. Proposed approach takes into consideration both the relative rotation of the cargo vibration vertical plane and the influence of Coriolis acceleration on the swaying cargo trajectory type.

ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ МАШИН

УДК 539.3:621.22

Водка А.А.

К ВОПРОСУ О ПРОЧНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ГИДРОТУРБИН

Введение. Болтовые соединения широко используются в технике, в том числе гидротурбиностроении, и являются одним из наиболее распространенных способов разборного соединения деталей машин. Широкий спектр применения болтовых соединений ставит задачу о рациональном выборе их типоразмеров и конструкций. В библиографической статье [1] приведены ссылки более чем на 700 работ (опубликованных в период с 1990 по 2002 год), которые посвящены проблемам расчета, проектирования и использования резьбовых соединений. Несмотря на широкое раскрытие вопроса, проблемы анализа прочности и прогноза надежности болтовых соединений остаются актуальными. В последнее время, при эксплуатации гидроагрегатов ГЭС и ГАЭС на территории стран СНГ наблюдается увеличение незапланированных простоев турбомашин вызванных выходом из строя болтовых соединений. Среди них следует отметить обрывы: лопастей рабочих колес, самих рабочих колес, крепления подпятников, шпилек крепления крышек гидротурбин и др. Все эти незапланированные остановки, а также авария на Саяно-Шушенской ГЭС, поставили вопрос о необходимости уточнения расчетных методик, которые использовались при проектировании болтовых соединений.

Следует отметить, что сегодня ведутся работы по созданию нормативных документов по расчету прочности и оценки надежности элементов гидротурбин [2], однако в указанном документе не уделено достаточное внимание методике расчета болтовых соединений на прочность и надежность.

Эксплуатация болтовых соединений гидротурбин связана с рядом особенностей: наличием коррозионной среды (воды), существенной предварительной затяжкой, значительными напряжениями, возникающие вследствие действия крутящего момента и динамического гидравлического усилия на валу турбины. Отказы болтовых соединений зачастую носят постепенный характер и вызваны коррозионно-усталостными процессами (рис. 1).



Рис. 1 – Болты крепления рабочего колеса гидротурбины (M110x4) после эксплуатации

Таким образом, задача по разработке методик и математических моделей для оценки прочности и ресурса болтовых соединений, учитывающих перечисленные особенности их работы, является практически и теоретически важной и актуальной.

Постановка задачи. Целью данной работы является обзор современных методов и подходов, которые могут быть использованы для исследования прочности и надежности болтовых соединений гидротурбин.

Методы исследования прочности. На сегодняшний день, наиболее широкое распространение имеют три типа методов: аналитический, экспериментальный и численный. Аналитические методы имеют множество ограничений. Это, по всей видимости, связано с трудностями при задании краевых условий и аналитического описания формы поверхности резьбового соединения. Несмотря на описанные выше трудности, определенные успехи в решении контактной задачи в болтовом соединении были получены в работах И. А. Биргера, Б. Ф. Шорра и Г. Б. Иосилевича [3-4].

Экспериментальная методика является наиболее простой, но требует больших материальных затрат. Среди экспериментальных методов хорошо разработаны методы фотоупругости [6-9] и тензометрирования [10].

На сегодняшний день одним из наиболее широко распространенных численных методов решения дифференциальных уравнений в частных производных является метод конечных элементов. Суть метода состоит в том, что область, в которой ищется решение дифференциальных уравнений, разбивается на конечное число элементов. В каждом из элементов выбирается вид аппроксимирующей функции. Значения функций в узлах является решением задачи и заранее неизвестны. Коэффициенты аппроксимирующих функций обычно ищутся из условия равенства значения соседних функций на границах между элементами (в узлах). Затем эти коэффициенты выражаются через значения функций в узлах элементов. Составляется система линейных алгебраических уравнений. Количество уравнений равно количеству неизвестных значений в узлах, на которых ищется решение исходной системы и ограничивается только возможностями ЭВМ [11].

С развитием компьютерной техники численный анализ с использованием метода конечных элементов (МКЭ) является основным средством для прогнозирования механического поведения и оптимизации конструкции, в то же время экспериментальный анализ остается инструментом для проверки результатов, полученных численным путем.

Отдельно стоит рассмотреть полуаналитические методы определения НДС. К таким методам можно отнести методики расчета на основе коэффициентов концентрации напряжений. Под коэффициентом концентрации напряжений понимают:

$$K_{\sigma} = \frac{\sigma_{\text{конц}}}{\sigma_{\text{ном}}}, \quad (2)$$

где $\sigma_{\text{конц}}$ – напряжения в концентраторе; $\sigma_{\text{ном}}$ – напряжения вдали от концентратора; K_{σ} – коэффициент концентрации.

Обычно точку определения $\sigma_{\text{ном}}$ выбирают на участке конструкции, где реализуется простое напряженное состояние, значение которого может быть определено из соотношений сопротивления материалов. Точку конструкции для определения $\sigma_{\text{конц}}$ выбирают как наиболее опасную по уровню напряжений. В силу того, что задача теории упругости линейна для большинства инженерных сооружений, то коэффициент K_{σ} не зависит от величины внешней нагрузки. Таким образом, в конструкциях, для кото-

рых коэффициент концентрации известен, использование такого подхода позволяет в значительной мере сократить сложность расчетов по определению напряженного состояния. Сами же коэффициенты концентрации определяют из эксперимента или с помощью МКЭ.

Применительно к болтовым соединениям, коэффициенты концентрации определяются для галтели под головкой болта и для резьбы относительно стержня болта. Большой вклад в составление таблиц и номограмм концентраций напряжений сделали Мавлютов [12], Петерсон [13], Нейбер [14], Биргер [2-3] и др.

Методы оценки надежности. Один из первых методов оценки ресурса, получившим широкое распространение, был предложен Веллером на основе составленных им диаграмм (кривых усталости), с помощью которых можно было определить число циклов до разрушения при заданном уровне напряжений. Параметры кривой усталости определяются на основе испытания образцов на усталость, которые регламентированы ГОСТ 25.502-79. Уравнение кривой Веллера может быть записано в виде:

$$N = \begin{cases} N_0 \left(\frac{\sigma_R}{\sigma_a} \right)^m, & \sigma_a > \sigma_R \\ \infty, & \sigma_a < \sigma_R, \end{cases} \quad (3)$$

где N – число циклов до разрушения; N_0 – база испытания, σ_R – предел выносливости материала при коэффициенте асимметрии цикла $R = \sigma_{max}/\sigma_{min}$; σ_a – амплитуда напряжений цикла, $\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2$; m – параметр наклона кривой.

Так же известны подходы, когда кривая усталости строится не для образца, а для детали (в т.ч. болтов) [15-16]. Однако о существовании кривых усталости для силовых болтов гидротурбин автору не известно, поэтому к болтам обычно применяется стандартная методика получения кривой усталости.

В рассматриваемых болтах вследствие особенностей геометрической формы и воздействия внешних нагрузок реализуется сложное напряженное состояние. В связи с этим, актуальным является вопрос выбора модели эквивалентного напряжения для оценки ресурса при многоциклового усталости. На сегодняшний день известно несколько моделей эквивалентного напряжения [17-18], некоторые из них основаны на широко известных критериях пластичности (Треска, Мизеса), другие используют их комбинацию и требуют определения дополнительных констант материала. В виду сложности применения описанных моделей, часто в качестве эквивалентного напряжения принимают напряжения по Мизесу.

При оценке ресурса важным фактом является то, что пределы выносливости деталей в значительной мере отличаются от пределов стандартных образцов. Это обусловлено влиянием различных конструкционных, технологических и эксплуатационных факторов, которые могут приводить как к повышению, так и к снижению сопротивления усталости. Наиболее существенное влияние оказывает следующие факторы: абсолютные размеры поперечного сечения (масштабный фактор); качество обработки поверхности; состояние поверхностного слоя; эксплуатационные факторы (коррозия, температура, частота нагружения и др.) [16, 19-20].

На предел выносливости рассматриваемых болтовых соединений в процессе эксплуатации влияют практически все выше перечисленные факторы: масштабный фактор (ϵ), состояние поверхности (β), коррозионная среда – пресная вода (γ), фреттинг коррозия в резьбе (α). Таким образом, предел выносливости болта может быть за-

писан в виде (4). Значения коэффициентов снижения предела долговременной прочности для рассматриваемых болтов сведены в табл. 1.

$$\sigma_{-1\partial} = \alpha\beta\gamma\varepsilon\sigma_{-1} \quad (4)$$

Таблица 1

Коэффициенты влияния факторов на предел долговременной прочности

α	β	γ	ε
0,32..0,39	0,72..0,88	0,41..0,51	0,50..0,61

В виду того, что рассматриваемые болтовые соединения имеют существенную предварительную затяжку, в болтах реализуются циклы со значительными положительными коэффициентами асимметрии. Для оценки долговечности при таких циклах, в общем случае, необходимо экспериментально определить σ_R , однако такие исследования являются дорогостоящими, поэтому на практике используется подход, где амплитуда напряжений при несимметричном цикле пересчитывается в эквивалентную амплитуду симметричного цикла [19-20]. Для реализации такого пересчета могут быть использованы различные модели, среди них наиболее широкое распространение получили следующие: прямая Гудмана (для хрупких материалов) (5), парабола Гербера (для пластичных материалов) (6) и модель Содерберга (для материалов, работающих в условиях средних сжимающих напряжений) (7):

$$\sigma_{aэкв} = \sigma_a \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right) \quad (5)$$

$$\sigma_{aэкв} = \sigma_a \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right)^2 \right) \quad (6)$$

$$\sigma_{aэкв} = \sigma_a \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_T} \right), \quad (7)$$

где σ_a – амплитуда напряжений цикла, $\sigma_{aэкв}$ – эквивалентная амплитуда напряжений симметричного цикла, σ_m – среднее напряжение цикла, σ_B – предел временной прочности материала, σ_T – предел текучести материала.

Принимая во внимание все изложенные факторы, уравнение кривой Веллера для рассматриваемых болтов может быть записано в виде:

$$N = \begin{cases} N_0 \left(\frac{\sigma_{-1\partial}}{\sigma_{aэкв}} \right)^m, & \sigma_{aэкв} > \sigma_{-1} \\ \infty, & \sigma_{aэкв} < \sigma_{-1} \end{cases} \quad (8)$$

Таким образом, рассмотренные модели позволяют проводить оценку ресурса болтовых соединений, учитывая условия работы, факторы нагружения и внешней среды. Однако такие модели в случае переменной во времени амплитуды напряжений имеют недостаточно хорошее согласование с экспериментальными данными. В общем, использование таких моделей оставляет значительное поле вопросов, не имеющих од-

нозначного ответа и решаемых исследователем исходя из накопленного им опыта, что делает такие подходы близкими к искусству.

Введение параметра повреждаемости материала позволяет учесть влияние переменной амплитуды напряжений во времени, а так же эффекты в изменении физических (механических) свойств материала (модуля упругости, плотности, электрического сопротивления).

Уравнение кинетики повреждаемости может быть записано в виде:

$$\frac{d}{dt}D(t) = f(\sigma, D(t), t, \dots), \quad (9)$$

где $D(t)$ – функция повреждаемости, σ – механические напряжения, t – время.

На сегодняшний момент существует несколько подходов к определению физического смысла повреждаемости. Для инженерных материалов, повреждаемость может быть определена как снижение несущей способности материала. С точки зрения термодинамики, накопление повреждаемости приводит к повышению энтропии.

Исходя из того, что повреждаемость – необратимый процесс, то функция $D(t)$ должна быть положительной, монотонно возрастающей, т.е. $f(\dots) > 0$. Так же вводится предположение, что изначально повреждаемость равна нулю, а в момент образования макротрещины достигает единицы:

$$\begin{aligned} D(0) &= 0 \\ D(t_r) &= 1 \end{aligned} \quad (10)$$

где t_r – время возникновения макротрещины

Определение физического смысла функции повреждаемости является ключом к моделированию процесса повреждаемости и предсказанию ресурса. В обзорах, составленных А. Fatemi, L. Yang [21-22], модели повреждаемости можно разделить на следующие группы:

- *модели микроуровня*, основанные на том, что изначально материал содержит дислокации, которые в процессе работы материала объединяются в микротрещины. В таких моделях повреждаемость пропорциональна числу или характерному размеру дислокаций λ (Davidson и Lankford):

$$D = 1 - \left(\frac{\lambda}{\lambda_0} \right)^p, \quad (11)$$

где p – параметр материала.

- *модели на основе измерения поверхностных трещин*. С механической точки зрения, трещины являются проявлением повреждаемости. Измерение размеров трещин с помощью электронного микроскопа позволило ввести параметр повреждаемости пропорционально размеру микротрещины a (Miller, Polak):

$$D = \frac{a}{a_f} \quad (12)$$

где a_f – размер микротрещин, советующий возникновению макротрещины; a – текущий размер микротрещин.

- *модели на основе механических параметров*. В процессе наработки материал накапливает повреждение, что выражается в изменении жесткости, модуля упругости,

плотности, энергии пластической деформации и т.д. Поэтому существует множество моделей на основе этих параметров, так как в процессе эксперимента над образцами относительно просто контролировать напряжения и деформации, возникающие в них, то распространение получили модели вида:

$$D = 1 - \frac{\sigma_0}{\sigma} \quad (13)$$

$$D = 1 - \frac{\varepsilon_0}{\varepsilon} \quad (14)$$

В этих моделях индекс 0 означает начальное значение параметров. По аналогии с этими моделями также используются модели на основе энергетических критериев.

- *модели на основе физических параметров.* Такие модели позволяют связать изменение физических параметров с накоплением повреждаемости. В данный момент для измерения повреждаемости используют следующие подходы: рентгенографию, оптическую голографию, измерение плотности, акустику, потенциальные и вихревые токи, ультразвук, магнитные поля, позитронную аннигиляцию, измерение теплопроводности.

Не смотря на такое разнообразие моделей повреждаемости, все выше перечисленные модели удобны при проведении экспериментальных исследований, однако для инженерной практики они малоприменимы.

Одной из моделей, которая применяется в инженерных расчетах, является модель линейного накопления повреждаемости:

$$\sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_{if}} = 1, \quad (15)$$

где n_i – число циклов при заданной амплитуде напряжений, N_{if} – число циклов до разрушения при этой же амплитуде напряжений (N_{if} может быть определено по кривой Веллера), n – число блоков нагружения. Уравнение (15) не учитывает историю нагружения, что может приводить к значительному (до одного порядка) расхождению между временем до разрушения, предсказанным по этой модели, и полученным экспериментальным путем. Для того чтобы улучшить согласование с экспериментом, эта модель претерпела множество улучшений. Например, билинейная модель (16) (Grover), а так же нелинейная модель (17) (Gratts), где C ($C \neq 1$), m – константы материала. Так же стоит отметить нелинейную модель Chaboche (18) [23].

$$\begin{cases} \sum \frac{n_i}{\alpha N_i} = 1, & \text{для инициации микротрещин} \\ \sum \frac{n_i}{(1-\alpha)N_i} = 1 & \text{для роста микротрещин} \end{cases} \quad (16)$$

$$\sum_{i=1}^n \left(\frac{n_i}{N_{if}} \right)^m = C \quad (17)$$

$$dD = D^{\alpha(\sigma_m, \bar{\sigma})} \left[\frac{\sigma_m - \bar{\sigma}}{M(\bar{\sigma})} \right]^\beta dN \quad (18)$$

Следует отметить серию работ по разработке вероятностных моделей прогнозирования номинального и остаточного ресурса, которые выполнялись на кафедре динамики и прочности машин НТУ «ХПИ» [24-26].

Изложенные выше принципы и подходы к определению прочности и надежности резьбовых соединений широко применяются различными исследователями. Так в [27] рассмотрены вопросы определения НДС болтового соединения крепления специальной подвески самолета с использованием МКЭ. В работе построена детальная конечно-элементная модель болтового соединения, учитывающая резьбу. На основе этой модели получены параметры НДС, а также распределение эквивалентных напряжений по виткам резьбы. На основе этих данных с помощью кривой Веллера определено число циклов нагружения до разрушения.

Распределение напряжений в резьбе болтовых соединений определяется различными факторами, одним из которых является конструкция гайки. Так некоторые модификации конструкции гаек могут снижать концентрацию напряжений на 80% [28]. В [28] исследования напряженного состояния были проведены с помощью МКЭ на основе осесимметричных моделей.

В [29] на примере типового резьбового соединения, которое используется в подводных трубопроводах (такие трубопроводы часто используются при бурении и техническом обслуживании нефтяных скважин) рассмотрены вопросы моделирования, оценки НДС и ресурса. Оценка ресурса проведена на основе кривой Веллера.

В отличие от описанной выше работы, в [30] проведено экспериментальное исследование образцов, которые работают в тех же условиях, что и резьбовые соединения труб, используемые при бурении. В работе получены кривые Веллера для этих образцов, работающих при нагрузках кручения-растяжения. На основе этих данных было получено аналитическое выражение, описывающее кривую усталости таких образцов.

Выводы. Резьбовые соединения являются неотъемлемой частью практических любых конструкций. Поэтому чрезвычайно важным является исследование НДС резьбовых соединений, возникающие при различных нагрузках. Так же проблемой не меньшей важности является предсказание ресурса резьбовых соединений.

В данной работе рассмотрены основные подходы к определению НДС различных типоразмеров резьбовых соединений, которые используются в мировой практике. Так же рассмотрены основные методы оценки ресурса болтовых соединений.

Не смотря на обилие работ в области усталостной прочности, считать этот вопрос исчерпывающе рассмотренным все еще рано. Как отмечал в своей монографии В. И. Феодосьев [31], прогнозирование ресурса при многоциклового усталости требует развития вероятностных методов, основанных на моделях микроуровня. Современный уровень развития вычислительной техники позволяет построить такие модели, тем самым, открывая новые области для исследования.

Литература: 1. Mackerle J. *Finite element analysis of fastening and joining: A bibliography (1990–2002)* / J. Mackerle // *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. - 2003. - Vol. 80. - pp. 253–271. 2. *Розрахунок гідротурбін ГЕС та ГАСС. Методичні вказівки: СОУ-Н МЕНВ 40.1 – 21677681 – 5: 2001. – Офіц. вид. – К.: ОЕР ГРІФРЕ: Міністерство енергетики та вугільної промисловості України, 2011. – 76 с. – (Нормативний документ Міненерговугілля України. Методичні вказівки).* 3. Биргер И. А. *Резьбовые и фланцевые соединения* / И. А. Биргер, Г. Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1990. – 386 с. 4. Биргер И. А. *Расчет на прочность деталей машин: Справочник* / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – [4-е изд., перераб. и допол.]. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с. 5. Стрельчук Н. А. *Метод фотоупругости: в 3т* / Н. А. Стрельчук, Г. А. Хесин, Ф. Ф. Губин, и др. [Под ред. Г. Л. Хесина]. – М.: Стройиздат, 1975. – Т1 - 460с, Т2 - 367с, Т3 - 312. 6. Щербаков С. С. *Исследование методом фотоупругости*

напряженного состояния моделей системы колесо-рельс / С. С. Щербаков, Л. П. Кухарев, Р. С. Жук, Д. Г. Прибыток // Теоретическая и прикладная механика. – 2012. – №27. – С. 261-265. 7. Fessler H. An assessment of frozen stress photoelasticity / H. Fessler // Journal of Strain Analysis for Engineering Design. – 1992. – vol. 27, no. 3. – pp. 123-126. 8. Chalupnik J. D. Stress Concentrations in Bolt-thread Roots / J. D. Chalupnik // Experimental Mechanics. - 1968. – Vol. 8, № 9. – pp. 398-404. 9. Hetenyi M. A Photoelastic Study of Bolt and Nut Fastenings / M. Hetenyi. Trans. ASME. – 1943. – Vol. 65. – pp. 93–100. 10. Водка А. А. Исследование напряженно-деформированного состояния болтовых соединений рабочего колеса гидротурбины в условиях лабораторного эксперимента / А.И. Трубаев, А.С. Степченко, А.А. Водка // Надежность и долговечность машин и сооружений. – 2011. – №34. – сс. 155-162. 11. Зенкевич О.С. Метод конечных элементов в технике / О.С. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 543с. 12. Мавлютов Р. Р. Концентрация напряжений в элементах авиационных конструкций / Р. Р. Мавлютов. – М.: Наука, 1981. – 141 с. 13. Петерсон Р. Коэффициенты концентрации напряжений / Р. Петерсон. – М.: Мир, 1977. – 302 с. 14. Нейбер Г. Концентрация напряжений / Г. Нейбер. – М.-Л.: ОГИЗ, 1947. – 204 с. 15. Bickford J. Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints // John H. Bickford. – CRC Press. – 2007. – 515 P. 16. Schijve, J. Fatigue of Structures and Materials / Jaap Schijve. – Springer, 2009. – 626 p. 17. Manson S. S. Fatigue and Durability of Structural Materials / S. S. Manson, G. R. Halford. – ASM International, 2006. – 456 p. 18. Biaxial/Multiaxial Fatigue and Fracture / [editors A. Carpinteri, M. de Freitas, A. Spagnoli]. – Oxford, UK: Elsevier Science Ltd. – 2003. – 522 p. 19. Серенсен С. В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. Руководство и справочное пособие / С. В. Серенсен, В. П. Когаев, Р. М. Шнейдерович – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с. 20. Троценко В. Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов: справочник в 2 ч. / Троценко В. Т., Сосновский Л. А. – К.: Наук. думка, 1987. – Ч.1. – 504 с. – Ч. 2.–1302 с. 21. Fatemi A. Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of the state of the art for homogeneous materials / A. Fatemi, L. Yang // International Journal of Fatigue. – 1998. – Vol. 20, No. 1. – P. 9–34. 22. Fatemi A. Cumulative Fatigue Damage Mechanisms and Quantifying Parameters: A Literature Review/ A. Fatemi, L. Yang // ASTM Journal of Testing and Evaluation, JTEVA. – 1998. – Vol. 26, No. 2. – P.89–100. 23. Chaboche J. L. A non-linear continuous fatigue damage model / J. L. Chaboche, P. M. Lesne // Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures. – 1988. – Vol. 11. – pp. 1–17. 24. Жовдак В.А. Прогнозирование ресурса элементов конструкций при широкополосном случайном воздействии / В. А. Жовдак, Л. Ф. Тарасова // Динамика и прочность машин. - 1989. – Вып. 50. – С. 118-124. 25. Жовдак В.А. Прогнозирование надежности элементов конструкции с учетом технологических и эксплуатационных факторов / В. А. Жовдак, И. В. Мищенко. – Х.: ХГПУ, 1999. – 120 с. 26. Жовдак В.А. Прогнозирование остаточного ресурса элементов конструкций с использованием двумерных марковских процессов / В. А. Жовдак, Л. Ф. Тарасова // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск: Динамика и прочность машин. – 2009. – №42. - С. 56-64. 27. Libin Z. 3D Numerical Simulation and Fatigue life prediction of high strength threaded bolt / Zhao Libin, Liu Fengrui, Zhang Jianyu // Key Engineering Materials. – 2010. – Vol. 417-418. – pp. 885-888. 28. Kinzel G. L. Reduction of Stress Concentration in Bolt-Nut Connectors / Gary L. Kinzel // Journal of Mechanical Design. - 2006. – Vol. 128. – pp. 1337-1342. 29. Cetin A. Fatigue life prediction for large threaded components / Ali Cetin, Gunnar Härkegård // Procedia Engineering. – 2010. – Vol. 2. – pp. 1225-1233. 30. Fenghui W. Fatigue life of thread connection for casing drilling under tension and torsion / Wang Fenghui, Wu Qiong, Wu Yingxi, Song Shengyin //Advanced Materials Research. – 2008. – Vols. 33-37. – pp. 255-260. 31. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов / Всеволод Иванович Феодосьев. – М.: Наука, 1979. – 560 с.

Bibliography (transliterated): 1. Mackerle J. Finite element analysis of fastening and joining: A bibliography (1990–2002) / J. Mackerle // International Journal of Pressure Vessels and Piping. 2003. – Vol. 80. – pp. 253–271. 2. Rozrahnok gidroturbin GES ta GACS. Metodichni vkazivki: SOU-N MEV 40.1 – 21677681 – 5: 2001. – Ofic. vid. – K.: OER GRIFRE: Ministerstvo energetiki ta vugil'noi promislovosti Ukraini, 2011. – 76 s. – (Normativnij dokument Minenergovugillja Ukraini. Metodichni vkazivki). 3. Birger I. A. Rez'bovye i flancevye soedinenija / I. A. Birger, G. B. Iosilevich. – М.: Mashinostroenie, 1990. – 386 s. 4. Birger I. A. Raschet na prochnost' detalej mashin: Spravochnik / I. A. Birger, B. F. Shorr, G. B. Iosilevich. – [4-e izd., pererab. i dopol.]. – М.: Mashinostroenie, 1993. – 640 s. 5. Strel'chuk N. A. Metod fotouprugosti: v 3t / N. A. Strel'chuk, G. A. Hesin, F. F. Gubin,

- i dr. [Pod red. G. L. Hesina]. – M.: Strojizdat, 1975. – T1 - 460s, T2 - 367s, T3 - 312. 6. Werbakov S. S. Issledovanie metodom fotouprugosti naprjazhennogo sostojanija modelej sistemy koleso-rel's / S. S. Werbakov, L. P. Kuharev, R. S. Zhuk, D. G. Pribytok // Teoreticheskaja i prikladnaja mehanika. – 2012. – №27. – S. 261-265. 7. Fessler H. An assessment of frozen stress photoelasticity / H. Fessler // Journal of Strain Analysis for Engineering Design. – 1992. – vol. 27, no. 3. – pp. 123-126. 8. Chalupnik J. D. Stress Concentrations in Bolt-thread Roots / J. D. Chalupnik // Experimental Mechanics. 1968. – Vol. 8, № 9. – pp. 398-404. 9. Hetenyi M. A Photoelastic Study of Bolt and Nut Fastenings / M. Hetenyi. Trans. ASME. – 1943. – Vol. 65. – pp. 93-100. 10. Vodka A. A. Issledovanie naprjazhenno-deformirovannogo sostojanija boltovyh soedinenij rabocheho kolesa gidroturbiny v uslovijah laboratornogo jeksperimenta / A.I. Trubaev, A.S. Stepchenko, A.A. Vodka // Nadezhnost' i dolgovechnost' mashin i sooruzhenij. – 2011. – №34. – ss. 155-162. 11. Zenkevich O.S. Metod konechnykh jelementov v tehnikе / O.S. Zenkevich. – M.: Mir, 1975. – 543s. 12. Mavljutov R. R. Koncentracija naprjazhenij v jelementah aviacionnyh konstrukcij / R. R. Mavljutov. – M.: Nauka, 1981. – 141 s. 13. Peterson R. Kojefficienty koncentracii naprjazhenij / R. Peterson. – M.: Mir, 1977. – 302 s. 14. Nejber G. Koncentracija naprjazhenij / G. Nejber. – M.-L.: OGIZ, 1947. – 204 s. 15. Bickford J. Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints // John H. Bickford. – CRC Press. – 2007. – 515 P. 16. Schijve, J. Fatigue of Structures and Materials / Jaap Schijve. – Springer, 2009. – 626 p. 17. Manson S. S. Fatigue and Durability of Structural Materials / S. S. Manson, G. R. Halford. – ASM International, 2006. – 456 p. 18. Biaxial/Multiaxial Fatigue and Fracture / [editors A. Carpinteri, M. de Freitas, A. Spagnoli]. – Oxford, UK: Elsevier Science Ltd. – 2003. – 522 p. 19. Serensen S. V. Nesuwaja sposobnost' i raschet detalej mashin na prochnost'. Rukovodstvo i spravocnoe posobie / S. V. Serensen, V. P. Kogaev, R. M. Shnejderovich – M. : Mashinostroenie, 1975. – 488 s. 20. Trowenko V. T. Soprotivlenie ustalosti metallov i splavov : spravocnik v 2 ch. / Trowenko V. T., Sosnovskij L. A. – K.: Nauk. dumka, 1987. – Ch.1. – 504 s. – Ch. 2.–1302 s. 21. Fatemi A. Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of the state of the art for homogeneous materials / A. Fatemi, L. Yang // International Journal of Fa-tigue. – 1998. – Vol. 20, No. 1. – P. 9-34. 22. Fatemi A. Cumulative Fatigue Damage Mechanisms and Quantifying Parameters: A Literature Review/ A. Fatemi, L. Yang // ASTM Journal of Testing and Evaluation, JTEVA. – 1998. – Vol. 26, No. 2. – P.89-100. 23. Chaboche J. L. A non-linear continuous fatigue damage model / J. L. Chaboche, P. M. Lesne // Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures. – 1988. – Vol. 11. – pp. 1-17. 24. Zhovdak V.A. Prognozirovanie resursa jelementov konstrukcij pri shirokopolosnom sluchajnom vozdejstvii / V. A. Zhovdak, L. F. Tarasova // Dinamika i prochnost' mashin. 1989. – Vyp. 50. – S. 118-124. 25. Zhovdak V.A. Prognozirovanie nadezhnosti jelementov konstrukcii s uchetom tehnologicheskikh i jekspluatacionnyh fak-torov / V. A. Zhovdak, I. V. Miwenko. – H.: HGPU, 1999. – 120 s. 26. Zhovdak V.A. Prognozirovanie ostatochnogo resursa jelementov konstrukcij s ispol'zovaniem dvumernykh markovskih processov / V. A. Zhovdak, L. F. Tarasova // Vestnik NTU «HPI». Tematicheskij vypusk: Dina-mika i prochnost' mashin. – 2009. – №42. C. 56-64. 27. Libin Z. 3D Numerical Simulation and Fatigue life prediction of high strength threaded bolt / Zhao Libin, Liu Fengrui, Zhang Jianyu // Key Engineering Materials. – 2010. – Vol. 417-418. – pp. 885-888. 28. Kinzel G. L. Reduction of Stress Concentration in Bolt-Nut Connectors / Gary L. Kinzel // Journal of Mechanical Design. 2006. – Vol. 128. – pp. 1337-1342. 29. Cetin A. Fatigue life prediction for large threaded components / Ali Cetin, Gunnar Härkegård // Procedia Engineering. – 2010. – Vol. 2. – pp. 1225-1233. 30. Fenghui W. Fatigue life of thread connection for casing drilling under tension and torsion / Wang Fenghui, Wu Qiong, Wu Yingxi, Song Shengyin //Advanced Materials Research. – 2008. – Vols. 33-37. – pp. 255-260. 31. Feodos'ev V. I. Soprotivlenie materialov / Vsevolod Ivanovich Feodos'ev. – M.: Nauka, 1979. – 560 s.*

Водка О.О.

ДО ПИТАННЯ ПРО МІЦНІСТЬ ТА НАДІЙНІСТЬ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ ГІДРОТУРБІН

Болтові з'єднання є одним з широко розповсюджених роз'ємних з'єднань, тому питання оцінки міцності та надійності таких з'єднань у складі гідротурбін мають велику практичну значимість. Ця робота присвячена огляду математичних моделей для оцінки надійності болтових з'єднань та дозволяють врахувати особливості експлуатації та фактори впливу зовнішнього середовища. Значна увага у роботі присвячена сучасним нелінійним моделям на основі параметру пошкоджуваності.

Водка А.А.

**К ВОПРОСУ О ПРОЧНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ
БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ГИДРОТУРБИН**

Болтовые соединения являются одним из широко распространенных разъемных соединений, поэтому вопрос оценки прочности и надежности таких соединений в составе гидротурбин имеют большую практическую значимость. Эта работа посвящена обзору математических моделей для оценки надежности болтовых соединений и позволяет учесть особенности эксплуатации и факторы влияния внешней среды. Значительное внимание в работе посвящено современным нелинейным моделям на основе параметра повреждаемости.

Vodka O.

**TO THE QUESTION OF STRENGTH AND RELIABILITY OF
BOLTED JOINTS IN WATER TURBINES**

Bolted joints are widespread detachable connections, thus the question of the strength and reliability of such compounds being a part of the water turbines has great practical significance. This paper reviews the mathematical models for assessing the reliability of bolted joints taking into account the maintenance features and the influencing environmental factors. Considerable attention is paid to modern nonlinear models based on the damage parameter.

УДК 532

Пивоваров Д.Б., Аврамов К.В., д-р техн. наук

**ДИНАМИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ПЛАСТИНКИ В НЕСТАЦИОНАРНОМ
ПОТЕНЦИАЛЬНОМ ПРОСТРАНСТВЕННОМ ГАЗОВОМ ПОТОКЕ**

1. Введение. Исследование явлений аэроупругости, возникающих в пластине, обтекаемой газовым потоком, может объяснить ряд сложных явлений, возникающих в технике. К этим явлениям относятся интенсивные колебания крыльев самолетов, флаттер лопаток турбомашин, аэроупругие явления в ветряных энергетических установках. Поэтому понятен постоянный интерес инженеров и исследователей к перечисленным проблемам. Подробный обзор исследований, проведенных в этой области, опубликован в работах [1, 2, 3].

В этой статье для описания давлений, действующих на колеблющуюся пластинку применяется метод дискретных вихрей. Колебания пластинки описываются системой обыкновенных дифференциальных уравнений. Исследуется влияние следа, возникающего за колеблющейся пластинкой, на области динамической неустойчивости. Полученные результаты сравниваются с данными, рассчитанными с помощью программного комплекса ANSYS.

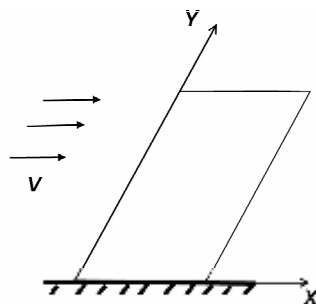


Рис.1. Эскиз механической системы

Водка А.А.

**К ВОПРОСУ О ПРОЧНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ
БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ГИДРОТУРБИН**

Болтовые соединения являются одним из широко распространенных разъемных соединений, поэтому вопрос оценки прочности и надежности таких соединений в составе гидротурбин имеют большую практическую значимость. Эта работа посвящена обзору математических моделей для оценки надежности болтовых соединений и позволяет учесть особенности эксплуатации и факторы влияния внешней среды. Значительное внимание в работе посвящено современным нелинейным моделям на основе параметра повреждаемости.

Vodka O.

**TO THE QUESTION OF STRENGTH AND RELIABILITY OF
BOLTED JOINTS IN WATER TURBINES**

Bolted joints are widespread detachable connections, thus the question of the strength and reliability of such compounds being a part of the water turbines has great practical significance. This paper reviews the mathematical models for assessing the reliability of bolted joints taking into account the maintenance features and the influencing environmental factors. Considerable attention is paid to modern nonlinear models based on the damage parameter.

УДК 532

Пивоваров Д.Б., Аврамов К.В., д-р техн. наук

**ДИНАМИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ПЛАСТИНКИ В НЕСТАЦИОНАРНОМ
ПОТЕНЦИАЛЬНОМ ПРОСТРАНСТВЕННОМ ГАЗОВОМ ПОТОКЕ**

1. Введение. Исследование явлений аэроупругости, возникающих в пластине, обтекаемой газовым потоком, может объяснить ряд сложных явлений, возникающих в технике. К этим явлениям относятся интенсивные колебания крыльев самолетов, флаттер лопаток турбомашин, аэроупругие явления в ветряных энергетических установках. Поэтому понятен постоянный интерес инженеров и исследователей к перечисленным проблемам. Подробный обзор исследований, проведенных в этой области, опубликован в работах [1, 2, 3].

В этой статье для описания давлений, действующих на колеблющуюся пластинку применяется метод дискретных вихрей. Колебания пластинки описываются системой обыкновенных дифференциальных уравнений. Исследуется влияние следа, возникающего за колеблющейся пластинкой, на области динамической неустойчивости. Полученные результаты сравниваются с данными, рассчитанными с помощью программного комплекса ANSYS.

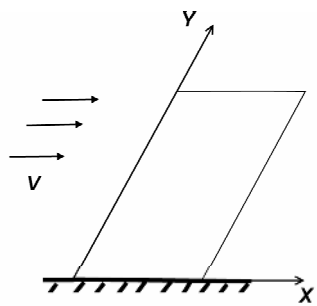


Рис.1. Эскиз механической системы

2. Постановка задачи и метод расчета. Рассматривается тонкая, прямоугольная, консольная пластинка. Поэтому сдвигами и инерцией вращения можно пренебречь. Деформации являются малыми; они удовлетворяют закону Гука. Неустойчивость пластинки и автоколебания развиваются вследствие ее двухстороннего взаимодействия с газовым потоком. Для описания колебаний пластинки воспользуемся уравнением Жермен-Лагранжа:

$$D \nabla^4 W + 2\alpha W_t + \rho_p h W_{tt} = \Delta p, \quad (1)$$

где D – цилиндрическая жёсткость, $W(x, y, t)$ – прогиб пластинки, α – коэффициент линейного демпфирования, ρ_p – плотность материала пластинки, h – толщина пластинки; Δp – разность давлений, действующая на поверхность пластинки.

Газ, обтекающий колеблющуюся пластинку, предполагается идеальным, несжимаемым, трехмерным и нестационарным. На значительном удалении от пластинки газ имеет постоянную скорость V невозмущенного потока параллельную оси x . Возмущение потока, которое является нестационарным и трехмерным наблюдается в окрестности пластинки, совершающей колебания. Эти возмущения описываются вектором скорости \vec{U} , который имеет три компоненты $\tilde{U}(x, y, z, t), \tilde{V}(x, y, z, t), \tilde{W}(x, y, z, t)$ вдоль осей x, y, z , соответственно. Предполагается, что жидкость является безвихревой: $rot \vec{U} = 0$. Тогда существует потенциал скорости $\varphi(x, y, z, t)$, который удовлетворяет следующему условию: $\vec{U} = \vec{V} + grad \varphi$. Потенциал скорости $\varphi(x, y, z, t)$ удовлетворяет уравнению Лапласа.

Предположим, что свободные вихри сходят только с задней кромки пластинки. Свободными вихрями, сходящими с боковых поверхностей пластинки, пренебрежем. Вихри, сходящие с задней кромки пластинки, сносятся, образуя вихревой след. Предполагается, что вихревой след располагается в плоскости срединной поверхности пластинки, находящейся в состоянии равновесия.

Действие пластинки на поток газа заменим системой присоединенных вихрей [1], которая характеризуется плотностью циркуляции $\gamma(x, y, t)$. Разность давлений, действующая на поверхность пластинки, определяется из закона Бернулли так:

$$\Delta p = \rho_w \left(\frac{\partial \gamma}{\partial t} + V \frac{\partial \gamma}{\partial x} \right), \text{ где } \rho_w \text{ – плотность жидкости.}$$

Отметим, что при колебаниях пластинки выполняется условие непротекания газа через ее поверхность:

$$V \frac{\partial W}{\partial x} - \frac{\partial W}{\partial t} + V_D = 0, \quad (2)$$

где V_D – проекция относительной скорости вихревой пелены на ось Z , которая определяется на основании правила Био-Савара:

$$V_D(x, y) = \frac{1}{4\pi} \int_S \frac{\gamma(\xi, \zeta) d\xi d\zeta}{[(x-\xi)^2 + (y-\zeta)^2]^{3/2}} + \frac{1}{4\pi} \int_{S_w} \frac{\Gamma(\xi, \zeta) d\xi d\zeta}{[(x-\xi)^2 + (y-\zeta)^2]^{3/2}}, \quad (3)$$

где S – поверхность пластинки; S_w – поверхность вихревого следа. Следуя методу дискретных вихрей [4-6], поверхность пластинки разобьем на малые прямоугольные (граничные) элементы. Прямоугольные элементы пластинки и следа обозначим через

$S_\alpha; \alpha = 1, \dots, N_s$ и $S_\beta^{(W)}; \beta = 1, \dots, N_W$, соответственно. Тогда соотношение (3) можно переписать так:

$$V_D(x, y) = \frac{1}{4\pi} \sum_{\alpha=1}^{N_s} \gamma_\alpha(t) H_\alpha(x, y) + \frac{1}{4\pi} \sum_{\beta=1}^{N_W} \Gamma_\beta(t) \tilde{H}_\beta(x, y); \quad (4)$$

$$H_\alpha(x, y) = \int_{S_\alpha} \frac{d\xi d\zeta}{[(x-\xi)^2 + (y-\zeta)^2]^{3/2}}; \tilde{H}_\beta(x, y) = \int_{S_\beta} \frac{d\xi d\zeta}{[(x-\xi)^2 + (y-\zeta)^2]^{3/2}}.$$

Вихри, сошедшие с задней кромки пластины, имеют ту же циркуляцию, что и присоединённые вихри на задней кромке в предшествующий момент времени. Далее свободные вихри сносятся потоком газа от пластины, выстраиваясь в вытянутый след. В предлагаемом в этой статье подходе, шаги по времени будут выбраны так, что за один шаг Δt поток газа проходит расстояние равное длине одного элемента сетки. Тогда на каждом шаге по времени сетка элементов вихревого следа не перестраивается, циркуляция элементов i^{ro} ряда (если отсчитывать расстояние от пластины) присваивается элементам $(i+1)^{ro}$ ряда.

Колесания пластинки опишем динамической системой с конечным числом степеней свободы. Для этого поперечные колебания пластинки разложим в ряд по ее формам собственных колебаний $\varphi_i(x, y)$:

$$W(x, y) = \sum_i q_i(t) \varphi_i(x, y). \quad (5)$$

Собственные формы колебаний удовлетворяют условию нормировки:

$$\rho_p h \int_S \varphi_i(x, y) \varphi_j(x, y) dx dy = \delta_{ij},$$

где δ_{ij} – символ Кронекера. Предположим, что условие непротекания (2) выполняется в центрах тяжести прямоугольных элементов пластины и следа, которые обозначим через $(\bar{x}_\nu, \bar{y}_\mu); \nu = 1, 2, \dots; \mu = 1, 2, \dots$. Разложение (5) введем в условие непротекания и придем к системе линейных алгебраических уравнений относительно плотности циркуляции присоединенных вихрей:

$$\sum_i \left[V q_i(t) \frac{\partial \varphi_i(\bar{x}_\nu, \bar{y}_\mu)}{\partial x} - \dot{q}_i(t) \varphi_i(\bar{x}_\nu, \bar{y}_\mu) \right] + \frac{1}{4\pi} \sum_\beta \Gamma_\beta(t) \tilde{H}_\beta(\bar{x}_\nu, \bar{y}_\mu) =$$

$$= -\frac{1}{4\pi} \sum_\alpha \gamma_\alpha(t) H_\alpha(\bar{x}_\nu, \bar{y}_\mu). \quad (6)$$

К уравнению (1) применим метод Бубнова-Галеркина. Тогда получим следующую линейную динамическую систему:

$$\ddot{q}_i + 2\varepsilon \dot{q}_i + \omega_i^2 q_i = \rho_w \int_S \frac{\partial \gamma}{\partial t} \varphi_i(x, y) dx dy + \rho_w V \int_S \frac{\partial \gamma}{\partial x} \varphi_i(x, y) dx dy; \quad (7)$$

$$i = 1, 2, \dots, m$$

Итак, аэроупругие колебания пластинки описываются моделью, которая состоит из системы дифференциальных уравнений (7) и системой линейных алгебраических уравнений (6).

Если в системе линейных алгебраических уравнений (6) отбросить слагаемые, связанные с вихревым следом, то циркуляция может быть выражена через фазовые координаты $q_1, q_2, \dots, \dot{q}_1, \dot{q}_2, \dots$ и введена в дифференциальные уравнения. В таком случае динамика опишется системой $2m$ линейных уравнений первого порядка, для которых численно рассчитываются характеристические показатели.

3. Численный анализ модели с конечным числом степеней свободы. Рассмотрим пластинку со следующими численными значениями параметров:

$$E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}; \mu = 0.3; \rho_p = 7880 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \rho_w = 10 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; h = 0.01 \text{ м};$$

длина пластинки вдоль оси x и y составляет 0.3 и 0.1 м; длина следа, учитываемого в модели, равняется 5 м.

Действительные части характеристических показателей позволяют оценить устойчивость системы. Они показаны на рис. 2. Из этого рисунка следует, что потеря устойчивости пластинки наблюдается при $M = 0.22$. В этих расчетах не учитывался вихревой след за пластинкой, так как с учетом вихревого следа не возможно посчитать характеристические показатели.

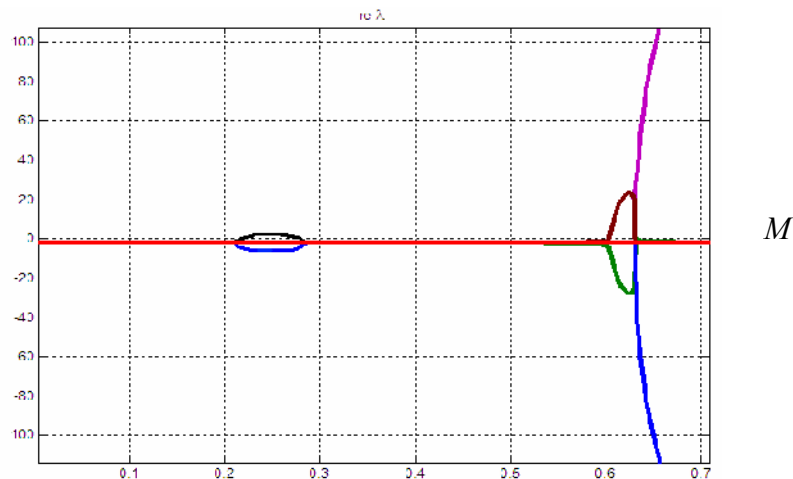


Рис.2. Характеристические показатели системы

При учете схода свободных вихрей производилось интегрирование системы дифференциальных уравнений (7) и решалась система линейных алгебраических уравнений (6). Численное интегрирование производилось методом Рунге-Кутты четвертого порядка в диапазоне чисел Маха $M \in [0.15; 0.2]$. В качестве примера результаты численного интегрирования при $M = 0.134$ и $M = 0.2$ приводятся на рис.3 и рис.4, соответственно. Результаты расчетов, представленные на рис.3, отвечают устойчивым колебаниям пластинки, а данные представленные на рис.4 характеризуют неустойчивые колебания. Потеря устойчивости состояния равновесия пластинки наблюдается при $M = 0.167$. Итак, учет следа уменьшает значение числа Маха, соответствующее потери устойчивости, на 23%.

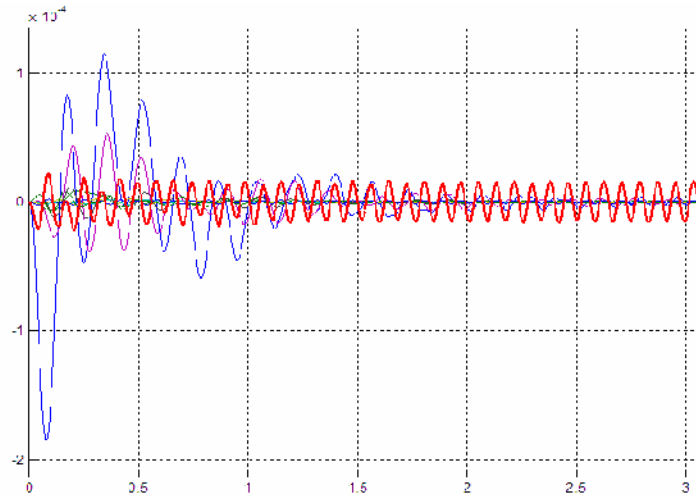


Рис.3. Устойчивые колебания пластинки

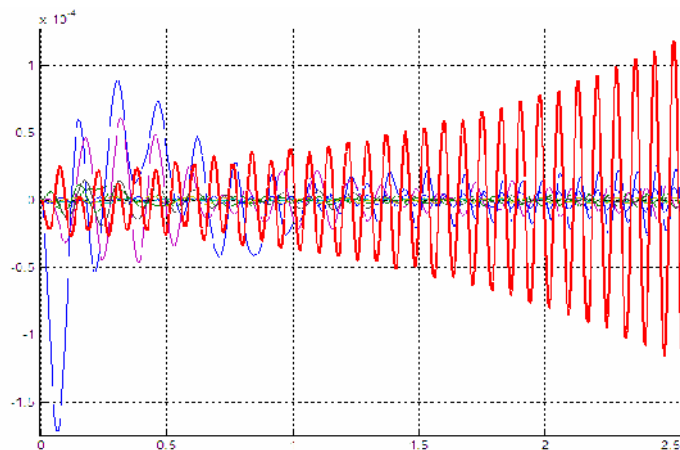


Рис.4. Неустойчивые колебания пластинки

4. Конечно элементный анализ системы. Анализ аэроупругости исследуемой пластинки проводился с помощью сочетания программных комплексов ANSYS и CFX. Пакет программ CFX предназначен для решения задач газодинамики. Программный комплекс ANSYS реализует метод конечных элементов, а комплекс CFX- метод конечных объемов. Пакет CFX хорошо позволяет описать взаимодействие колеблющейся пластинки с газовым потоком.

Расчет колебаний пластинки для одного значения числа Маха на четырёх ядерном компьютере при использовании модели, включающей 100300 элементов, при 500 временных шагах продолжается в течении 28 часов. Для сравнения, вычисление с использованием метода дискретных вихрей в среде Matlab занимает 12 минут. Поэтому колебания пластинки в потоке удалось исследовать только для двух значений чисел Маха $M=0.2$ и $M=0.15$.

На рис.5 показаны перемещения 2-х узлов, расположенных на боковой грани пластины, перпендикулярной потоку газа при скорости $M=0.2$. На этом рисунке показан процесс потери устойчивости пластинки. При малых амплитудах колебаний в потере устойчивости участвует вторая и третья формы колебаний. При увеличении амплитуд колебаний доминирующей становится первая форма колебаний.

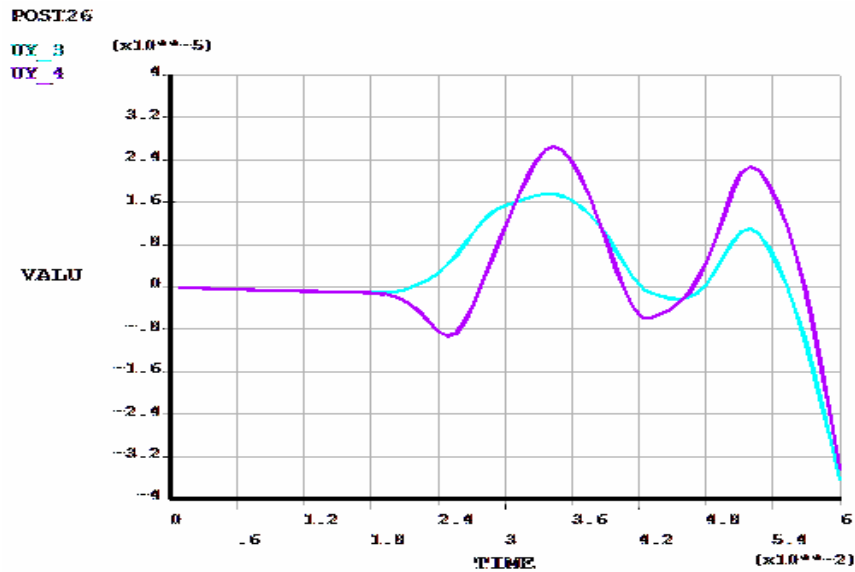


Рис.5. Результаты конечно элементного расчета

Выводы. В статье исследована аэроупругость пластинки. Для описания сил давлений, действующих на пластинку, применяется метод дискретных вихрей. Исследовано влияние вихревого следа на потерю устойчивости пластинки. Показано, что с учетом вихревого следа значение скорости, при которой наблюдается потеря динамической устойчивости пластинки уменьшается на 23% по сравнению со скоростью потери устойчивости пластинки без учета вихревого следа.

Предпринята попытка исследования аэроупругости пластинки с помощью программного комплекса ANSYS. Время расчета с помощью этого программного комплекса превышает время расчета с использованием метода дискретных вихрей в 56 раз.

Литература: 1. Friedmann P.P. Renaissance of aeroelasticity and its future// *J. of Aircrafts.*– 2002.– 36.– p. 105-121. 2. Dowell E.H. Aeroelasticity of plates and shells, Noordhoff International Publishing: Leyden, 1975, 230p. 3. Dowell E.H., Hall K.C. Modeling of fluid-structure interaction// *Annual Review of Fluid Mechanics.*– 2001.– 33.– p. 445-490. 4. С.М. Белоцерковский. Тонкая несущая поверхность в дозвуковом потоке газа. М: Наука, 1965, 236 с. 5. Кантор Б.Я., Стрельникова Е.А. Гиперсингулярные интегральные уравнения в задачах механики сплошной среды. Харьков: Новое слово, 2005, 252 с. 6. Белоцерковский С.М., Лифанов И.К. Численные методы в сингулярных интегральных уравнениях. М.: Наука, 1985, 253с.

Bibliography (transliterated): 1. Friedmann P.P. Renaissance of aeroelasticity and its future// *J. of Aircrafts.*– 2002.– 36.– p. 105-121. 2. Dowell E.H. Aeroelasticity of plates and shells, Noordhoff International Publishing: Leyden, 1975, 230p. 3. Dowell E.H., Hall K.C. Modeling of fluid-structure interaction// *Annual Review of Fluid Mechanics.*– 2001.– 33.– p. 445-490. 4. S.M. Belocerkovskij. Tonkaja nesuwaja poverhnost' v dozvukovom potoke gaza. M: Nauka, 1965, 236 s. 5. Kantor B.Ja., Strel'nikova E.A. Gipersinguljarnye integral'nye uravnenija v zadachah mehaniki sploshnoj sredy. Har'kov: Novoe slovo, 2005, 252 s. 6. Belocerkovskij S.M., Lifanov I.K. Chislennye metody v singuljarnyh integral'nyh uravnenijah. M.: Nauka, 1985, 253s.

Пивоваров Д.Б., Аврамов К.В.

ДИНАМІЧНА СТІЙКІСТЬ ПЛАСТИНИ В НЕСТАЦІОНАРНОМУ ПОТЕНЦІАЛЬНОМУ ПРОСТОРОВОМУ ГАЗОВОМУ ПОТОЦІ

Для описання тиску на пластину, що коливається, використовується метод дискретних вихрів. Коливання пластини описуються системою звичайних диференціальних рівнянь. Досліджується вплив сліду, що виникає за пластиною, на

області динамічної стійкості. Отримані результати порівнюються з даними, що розраховані за допомогою програмного комплексу ANSYS.

Пивоваров Д.Б., Аврамов К.В.

**ДИНАМИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ПЛАСТИНКИ В НЕСТАЦИОНАРНОМ
ПОТЕНЦИАЛЬНОМ ПРОСТРАНСТВЕННОМ ГАЗОВОМ ПОТОКЕ**

Для описания давлений, действующих на колеблющуюся пластинку, применяется метод дискретных вихрей. Колебания пластинки описываются системой обыкновенных дифференциальных уравнений. Исследуется влияние следа, возникающего за колеблющейся пластинкой, на области динамической неустойчивости. Полученные результаты сравниваются с данными, рассчитанными с помощью программного комплекса ANSYS.

D. B. Pivovarov, K. V. Avramov

**DYNAMIC STABILITY OF THE PLATE IN NONSTATIONARY, THREE
DIMENSIONAL, POTENTIAL GAS FLOW**

Discrete vortex method is applied to obtain pressure acting on the vibrating plate. The plate vibrations are described by the system of ordinary differential equations. The effect of the wake on the region of dynamic instability is analyzed. The obtained results are compared with the data, which are calculated using ANSYS.

ТРАНСПОРТНЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 629.017

Клец Д.М., канд. техн. наук

ЭКСПЕРИМЕНАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕС С ДОРОГОЙ

Введение. Испытания автомобилей являются основой объективной оценки их технического уровня и качества изготовления, а также принятия соответствующих решений на всех стадиях жизненного цикла - при постановке на производство, модернизации, или для прекращения серийного выпуска. При создании новых и совершенствовании старых конструкций автомобилей, а также при ввозе подержанных автомобилей зарубежного производства актуальны вопросы квалиметрии и сертификации указанных транспортных средств.

Для проведения большинства дорожных испытаний автомобилей необходимо знать точное значение коэффициента сцепления колес с дорогой. При отсутствии экспериментальных данных коэффициент сцепления шин с дорогой выбирают в зависимости от состояния опорной поверхности, как правило, в пределах $\varphi = 0,1 \dots 0,8$. Однако это может привести к ощутимой погрешности. Таким образом, представляет интерес разработка простого и доступного метода определения коэффициента сцепления в дорожных условиях.

Анализ последних достижений и публикаций. Коэффициент сцепления является характеристикой взаимодействия колеса с дорогой. Согласно работе [11], из общего числа ДТП до 15% (а в неблагоприятные погодные условия - до 70%) приходится на долю недостаточного коэффициента сцепления.

Исследованию сцепления колеса с опорной поверхностью посвящено большое количество работ как у нас в стране, так и за рубежом [1, 4, 7-11, 13-15]. Анализ этих работ показывает, что коэффициент сцепления зависит от большого числа различных параметров и, в первую очередь от типа покрытия и состояния дороги, конструкции и материала шины, давления воздуха в ней, нагрузки на колесо, скорости движения, температурных условий, процента скольжения или буксования колеса.

В работе [1] предложены рекомендации по выбору значения коэффициента сцепления при различных состояниях дорожного покрытия, шины и скоростях движения автомобиля (см. табл. 1).

В ряде работ [4, 8] коэффициент сцепления при юзе предлагается определять по величине измеренного отрицательного ускорения (метод отрицательных ускорений)

$$\varphi = \dot{V} / g, \quad (1)$$

где \dot{V} – измеренное отрицательное ускорение, g – ускорение свободного падения.

Недостатком указанного способа является то, что с его помощью можно определить лишь средние значения коэффициента сцепления на участке торможения в задан-

ном интервале скоростей, т.е. выполнить точечное измерение сцепления. Достоинства метода отрицательных ускорений – простота, доступность и достаточная точность при условии соблюдения несложных требований к экспериментальным исследованиям.

С целью кваліметрії транспортних засобів, в ХНАДУ, спільно з ХНТУСХ ім. П. Василенко, розроблено мобільний реєстраційно-вимірний комплекс (М.Р.І.К.) [6], який дозволяє проводити випробування на стійкість, управляємість, плавність ходу, а також аеродинамічні, потужнісні, гальмівні та тягово-швидкісні властивості мобільних машин згідно Глобальним технічним правилам ООН № 8 [3] і Государственным стандартам України.

Таблиця 1

Коефіцієнти сцеплення для пневматических шин на різних поверхностях дороги

Скорость движения автомобиля, км/ч	Состояние шины	Состояние дорожного полотна				
		Сухое	Мокрое при толщине водяной пленки около 0,2 мм	Сильный дождь, толщина водяной пленки около 1 мм	Лужи, толщина водяной пленки около 2 мм	Лед
50	Новая	0,85	0,65	0,55	0,5	0,1 и менее
	Изношенная *	1	0,5	0,4	0,25	
90	Новая	0,8	0,6	0,3	0,05	
	Изношенная *	0,95	0,2	0,1	0,05	
130	Новая	0,75	0,55	0,2	0	
	Изношенная *	0,9	0,2	0,1	0	

* Высота протектора изношенной шины должна быть $\geq 1,6$ мм (минимально-допустимое значение по нормам безопасности StVZO, § 36.2) [1]

Розроблений М.Р.І.К. складається з двох датчиків прискорень Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT, а також ЕВМ для зняття та архівації даних. Як показує практика, для отримання в процесі випробувань з допомогою М.Р.І.К. достовірних даних об експлуатаційних властивостях і технічному стані автомобіля, вибору табличних значень коефіцієнта φ недостатньо. Тому, актуальним вважається питання розробки експериментального методу визначення коефіцієнта φ в дорожніх умовах з допомогою акселерометрів.

Проведений вище аналіз показав, що при відсутності спеціальних приладів і лабораторій в час дорожніх випробувань, цілком природно з допомогою доступних датчиків прискорення визначити коефіцієнт сцеплення. Порівняючи з довільним вибором табличних значень φ , даний метод приведе до підвищення точності експерименту.

Цель и постановка задач исследования. Целью исследования является разработка методики экспериментального определения коэффициента сцепления колес с дорогой с помощью акселерометров.

Экспериментальное определение коэффициента сцепления с помощью датчиков ускорения. Для определения коэффициента сцепления в дорожных условиях предлагается использовать разработанный автором совместно с сотрудниками кафедры ТМ и РМ ХНАДУ, а также кафедры «Автомобили и тракторы» ХНТУСХ им. П. Василенко М.Р.И.К. [6] на основе двух трехосевых акселерометров MMA7260QT. Перед проведением испытаний необходимо отключить антиблокировочную систему (если автомобиль ею оснащен). В процессе испытаний необходимо соблюдать следующие рекомендации [8]:

1. Автомобильные шины могут в значительной степени влиять на замеры величин сцепления. В этой связи износ рисунка протектора каждой из них не должен превышать 50%, а давление в них должно всегда поддерживаться на уровне, соответствующем спецификациям изготовителей.

2. Автомобильные тормоза должны быть всегда надлежащим образом отрегулированы для обеспечения сбалансированного торможения. Все транспортные средства должны иметь минимальную тенденцию к изменению углового положения продольной оси корпуса наряду с удовлетворительной путевой устойчивостью при торможении.

3. Деселерометр (акселерометр) должен устанавливаться на транспортном средстве в соответствии с инструкциями изготовителя. Он должен быть смонтирован в таком месте внутри транспортного средства, чтобы его корпус не смещался в какую-либо сторону при движении. Техническое обслуживание и калибровка деселерометра должны производиться в соответствии с рекомендациями изготовителя.

4. Для получения обоснованной оценки состояния дорожной поверхности необходимо снять определенное число показаний. В каждой зоне должны быть проведены как минимум три проверки на скорости 35 км/ч. Для каждой зоны должно быть определено среднее число.

5. Торможение следует производить достаточно энергично, чтобы заблокировать все четыре колеса транспортного средства, а затем следует немедленно отпустить тормоза. Время, в течение которого колеса находятся в заблокированном состоянии, не должно превышать 1 с. Применяемый деселерометр должен зарегистрировать или удержать показание максимального замедления, имевшего место в ходе проверки.

После проведения испытаний определяются значения коэффициента φ с использованием зависимости (1). Учет зависимости коэффициента сцепления колес с дорогой от скорости движения автомобиля позволяет достичь максимально возможной точности полученного результата.

Приведем несколько примеров экспериментального определения замедлений автомобиля, которые соответствуют приведенным выше рекомендациям и определим для них значения коэффициента φ . В работе [12] для дорожных испытаний использовался переднеприводный легковой автомобиль «Опель – Аскона 1.6 S» в стандартном исполнении без ABS, ESP, SBC. Тормозная система двухконтурная, гидравлическая. Спереди установлены дисковые, а сзади – барабанные тормоза. Стояночный тормоз с тросовым приводом и действует на задние колёса. На рис. 1 приведен внешний вид испытуемого автомобиля, а также состояние дорожного покрытия.

Результаты экспериментальной оценки тормозных свойств исследуемого автомобиля, а также величины коэффициента сцепления колес с дорогой, определенные по зависимости (1) приведены в таблице 2.

На рис. 2 приведена зависимость коэффициента сцепления от скорости автомобиля «Опель – Аскона 1.6 S», построенная по данным табл. 2. Анализ указанного графика показывает, что экспериментальные значения хорошо вписываются в «коридор», полученный из кривых φ_{max} и φ_{min} . Среднее значение коэффициента сцепления составило 0,7.



Рис. 1. Испытуемый автомобиль «Опель – Аскона 1.6 S» [12]

Таблица 2

Результаты экспериментальной оценки тормозных свойств автомобиля

№ заезда	V_0 , км/ч [12]	$\dot{V}_{уст.}$, м/с ² [12]	$\varphi_{эксп} =$ $= \dot{V}_{уст.} / g$	φ_{max} [15]	φ_{min} [15]
1	61,50	6,80	0,69	0,77	0,45
2	70,50	7,30	0,74	0,76	0,42
3	71,00	6,40	0,65	0,76	0,42
4	79,50	6,80	0,69	0,75	0,39
5	80,00	6,90	0,70	0,75	0,39

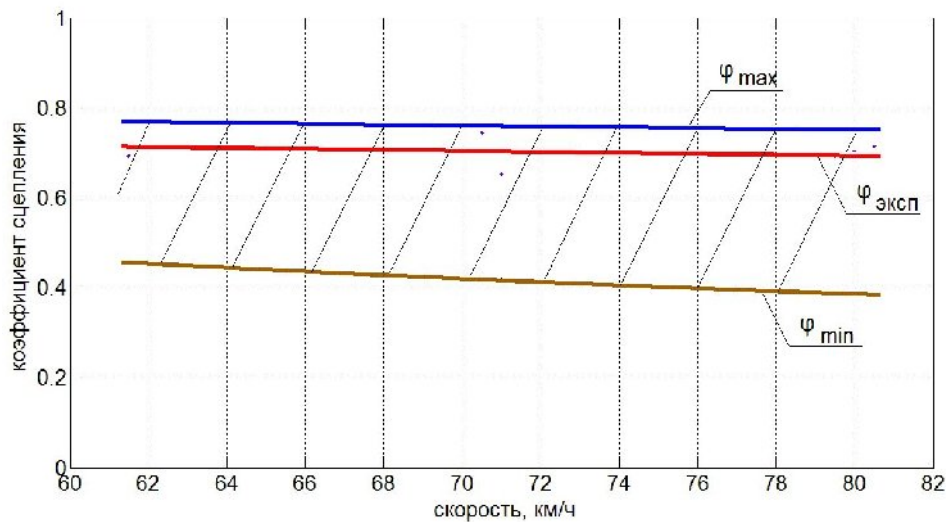


Рис. 2. Зависимость коэффициента сцепления от скорости автомобиля «Опель – Аскона 1.6 S»: φ_{max} и φ_{min} – максимальные и минимальные значения для сухого асфальтобетона в зависимости от скорости [15]; $\varphi_{эксп}$ – экспериментальные значения, полученные с помощью М.Р.И.К. и зависимости (1)

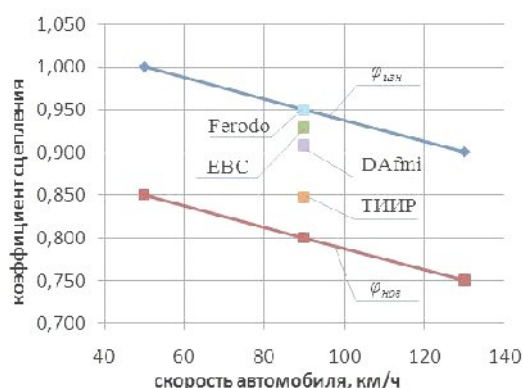
В табл. 3 приведены результаты измерений эффективности торможения автомобиля ВАЗ-2110 с различными моделями колодок и температурными режимами [5]. Дорожное полотно в хорошем состоянии, сухое (см. рис. 3а). С использованием зависимости (1) определены значения коэффициента φ при испытаниях «холодных», «горячих» и остывших тормозов, которые приведены на рис. 3б - 3г.

Результаты измерений эффективности торможения [5]

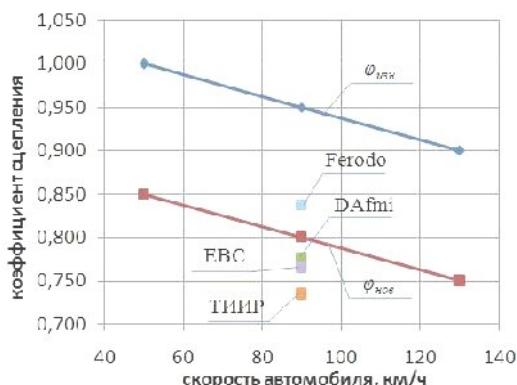
Модель колодок	Тормозной путь, м	Установившееся замедление, м/с ²	Среднее усилие на педали тормоза, кгс	Максимальное усилие на педали тормоза, кгс
Этап 1. Испытания «холодных» тормозов (тип «0»), Торможение со 100 км/ч, температура колодок < 100°C				
ТИИР	47	8,1	24,3	32,0
DAfmi	44,1	8,7	30,8	46,2
EBC	42,7	9,0	41,7	56,2
Ferodo	41,9	9,2	42,4	50,2
Этап 2. Испытания «горячих» тормозов (тип «1»). Торможение со 100 км/ч, температура колодок — 480—540°C				
ТИИР	53,4	7,2	54,3	317
DAfmi	51,0	7,6	31,2	55,8
EBC	51,5	7,5	51,7	90,0
Ferodo	47,4	8,2	46,2	57,4
Этап 3. Испытания остывших тормозов (тип «0»), Торможение со 100 км/ч, температура колодок — 100°C				
ТИИР	46,6	8,3	37,2	53,9
DAfmi	43,4	8,9	28,2	38,2
EBC	42,4	9,1	34,1	46,5
Ferodo	41,7	9,3	30,7	39,8



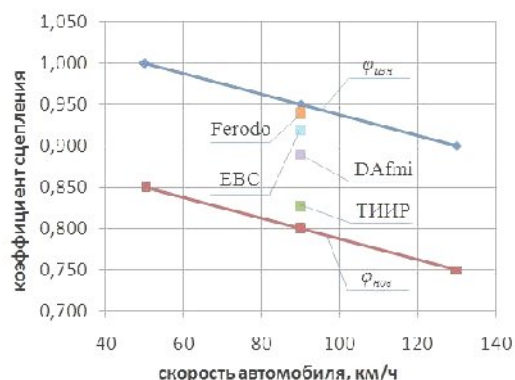
а



б



в



г

Рис. 3. Результаты тормозных испытаний автомобиля ВАЗ-2110: а – внешний вид испытуемого автомобиля [5]; б – коэффициент φ , определенный при испытаниях «холодных» тормозов; в – коэффициент φ при испытаниях «горячих» тормозов; г – коэффициент φ при испытаниях остывших тормозов; $\varphi_{изн}$ и $\varphi_{нов}$ – значения для изношенных и новых шин [1]

Анализ графиков, приведенных на рис. 3 показывает, что значения коэффициента сцепления, определенные при холодных и остывших тормозных колодках различных производителей, отличаются не более чем на 2,4%. При испытаниях горячих тормозов замедление снижается, что приводит к погрешности определения ϕ до 16% по сравнению с холодными, в меньшую сторону.

Таким образом, при оценке коэффициента сцепления следует избегать значительного нагрева тормозных колодок, поскольку их эффективность снижается и возникает погрешность измерения искомого коэффициента. Также рекомендуется для достижения точного результата использовать качественные тормозные колодки, т.к. дешевые колодки не полностью реализуют потенциал тормозной системы автомобиля и возможное сцепление колеса с дорогой.

На кафедре автомобилей ХНАДУ проводилась оценка тормозных свойств автомобиля BMW-520i. Результаты испытаний приведены в работе [14]. Испытуемый автомобиль 2002 года выпуска, в снаряженном состоянии на сухом, ровном асфальтобетонном покрытии достигал замедления $7,8 \text{ м/с}^2$ (см. табл. 4).

Таблица 4

Результаты испытаний автомобиля BMW-520i [14]

Номер испытания	1	2	3	4	Средн. значен.
Установившееся замедление, м/с^2	7,88	7,88	7,75	7,69	7,8

Выполненный расчет по зависимости (1) позволил определить коэффициент сцепления, значения которого находилось в пределах 0,785-0,804.

На демонстрационно-испытательном полигоне ХК «АвтоКрАЗ» автором совместно со специалистами из ХНАДУ, ХНТУСХ им. П. Василенко и ХУВС им. И. Кожедуба проведены тормозные испытания автомобиля КрАЗ-5322BE (см. рис. 4). Полученные данные позволили определить коэффициент сцепления колес с дорогой в момент испытаний, который составил 0,65.



Рис. 4. Общий вид автомобиля КрАЗ-5322BE и установка на него измерительной аппаратуры

На примере автомобиля «Москвич-412» выполнено определение коэффициента сцепления с использованием М.Р.И.К. ХНАДУ. Общий вид автомобиля с установленной аппаратурой приведен на рис. 5, а развиваемые ускорения – на рис. 6.

С использованием зависимости (1), определен коэффициент сцепления колес с дорогой, среднее значение которого составило 0,62.



Рис. 5. Испытуемый автомобиль «Москвич-412» и установка на него измерительной аппаратуры

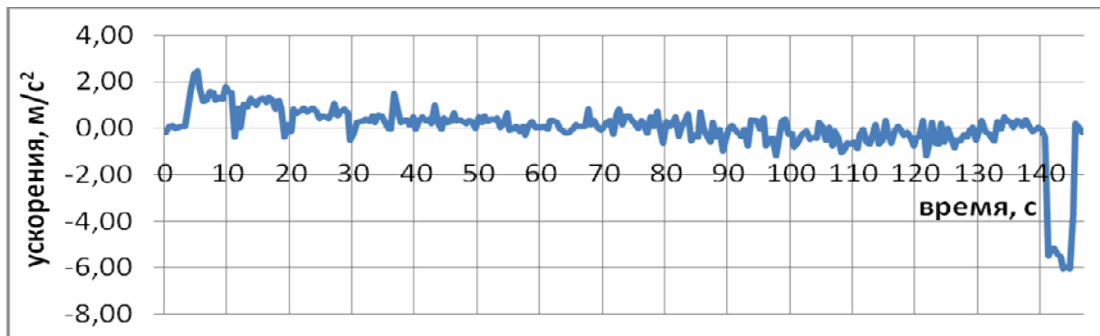


Рис. 6. Ускорения, развиваемые испытуемым автомобилем

С использованием зависимости (1), определен коэффициент сцепления колес с дорогой, среднее значение которого составило 0,62.

Таким образом, применение метода отрицательных ускорений совместно с М.Р.И.К. позволяет определять коэффициент сцепления колес с дорогой испытуемого автомобиля и повысить точность испытаний на устойчивость, управляемость, а также тормозные и тягово-скоростные свойства мобильных машин при отсутствии специальных приборов и лабораторий.

Выводы.

1. Применение метода отрицательных ускорений совместно с мобильным регистрационно-измерительным комплексом ХНАДУ на базе акселерометров MMA7260QT позволяет определить коэффициент сцепления колес с дорогой автомобиля и повысить точность испытаний на устойчивость, управляемость, а также тормозные и тягово-скоростные свойства мобильных машин при отсутствии специальных приборов и лабораторий.

2. При экспериментальном определении коэффициента сцепления следует избегать значительного нагрева тормозных колодок, поскольку их эффективность снижается и возникает погрешность измерения искомого коэффициента. Значения коэффициента сцепления, определенные при температуре 100 и 540°C могут отличаться на 16%. При холодных тормозных колодках и температуре их 100°C результат отличается не более, чем на 2,4%.

3. Для определения корректных значений коэффициента сцепления колес с дорогой износ рисунка протектора шин испытуемого автомобиля не должен превышать 50%. Давление в шинах должно поддерживаться на уровне, соответствующем рекомен-

дациям изготовителей. Антиблокировочная система автомобиля (при ее наличии) должна быть отключена.

4. Учет зависимости коэффициента сцепления колес с дорогой от скорости движения автомобиля позволяет достичь максимально возможной точности полученного результата.

Литература: 1. Автомобильный справочник Bosch / [пер. с англ. Г.С. Дугин]. – Москва: За рулем, 1999. – 895 с. – (Первое издание на русском языке). 2. ВАЗ 2108 «Аэро» : («Семь Вёрст») [Электронный ресурс] // Автомобильная интернет-газета – Режим доступа к журн. : http://7verst.ru/old/vaz_mdls/2108air/2108air.htm. 3. Глобальные технические правила ООН № 8 «Электронные системы контроля устойчивости» : 26 июня 2008 г. / GE.08-24699. – Офиц. изд. – Женева : ООН, 2008. – 116 с. 4. Кнороз В. И. Работа автомобильной шины / В. И. Кнороз. – М.: Транспорт, 1976. – 237 с. 5. Остановись, мгновенно! [Электронный ресурс] / В. Арутин, И. Шадричев, А. Мохов // Автоспорт – 2004. – № 09 (57) – Режим доступа к журн. : <http://www.auto-sport.ru/archive/2004/09/tormoz/>. 6. Пат. 51031 Україна, МПК G01P 3/00 25.06.2010. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / Подригало М. А., Коробко А.И., Клец Д. М., Файст В.Л.; заявник та патентовласник Харківський нац. автотранспорт. університет. - № у 2010 01136; заявл. 04.02.10 ; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12. 7. Правила диагностики и оценки состояния автомобильных дорог. ВСН 6-90 / Минавтодор РСФСР. - М.: ЦБНТИ Минавтотдора РСФСР, 1990. – 168 с. 8. Распоряжение Федерального дорожного агентства от 12 января 2011 г. N 13-р «Об издании и применении ОДМ 218.4.005-2010 «Рекомендации по обеспечению безопасности движения на автомобильных дорогах»» – Офиц. изд. – М.: Росавтодор, 2011. – 137 с. – (Нормативный документ Федерального дорожного агентства). 9. Розанов В. Г. Торможение автомобиля и автопоезда / В. Г. Розанов. – М., Машиностроение, 1964. – 244 с. 10. Руководство по аэропортовым службам. Часть 2. Состояние поверхности покрытия : Doc 9137-AN/898. – Издание четвёртое – ИКАО, 2002. – IV, 126 с. – (Нормативный документ Международной организации гражданской авиации. Руководство). 11. Сильянов В. В. Транспортно-эксплуатационные качества автомобильных дорог и городских улиц : учебник [для студ. высш. учеб. завед.] / В. В. Сильянов, Э. Р. Домке. – 2-е изд. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 352 с. 12. Степанов В. Ю. Зниження нерівномірності гальмівних моментів на колесах легкового автомобіля : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / В. Ю. Степанов. – Харків, 2006. – 20 с. 13. Туревский И. С. Теория автомобиля / И. С. Туревский. — М.: «Высшая школа», 2005. – 240 с. 14. Туренко А. Н. Исследование тормозной динамики автомобиля при анализе дорожно-транспортного происшествия / А. Н. Туренко, В. И. Клименко, А. В. Сараев, А. О. Малявин // Автомобильный транспорт. – 2010. Вып. 26 – С. 17-22. 15. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля / Б. С. Фалькевич. – М.: Машигиз, 1963. – 236 с.

Bibliography (transliterated): 1. Avtomobil'nyj spravocchnik Bosch / [per. s angl. G.S. Dugin]. – Moskva: Za rulem, 1999. – 895 s. – (Pervoe izdanie na russkom jazyke). 2. VAZ 2108 «Azero» : («Sem' Vjorst») [Jelektronnyj resurs] // Avtomobil'naja internet-gazeta – Rezhim dostupa k zhurn. : http://7verst.ru/old/vaz_mdls/2108air/2108air.htm. 3. Global'nye tehniczeskie pravila OON № 8 «Jelektronnye sistemy kontrolja ustojchivosti» : 26 ijunja 2008 g. / GE.08-24699. – Ofic. izd. – Zheneva : OON, 2008. – 116 s. 4. Knoroz V. I. Rabota avtomobil'noj shiny / V. I. Knoroz. – M.: Transport, 1976. – 237 s. 5. Ostanovis', mgnovenno! [Jelektronnyj resurs] / V. Arutin, I. Shadrichev, A. Mohov // Avtosport – 2004. – № 09 (57) – Rezhim dostupa k zhurn. : <http://www.auto-sport.ru/archive/2004/09/tormoz/>. 6. Pat. 51031 Ukraïna, MPK G01P 3/00 25.06.2010. Sis-tema dlja viznachennja parametriv ruhu avtotransportnih zasobiv pri dinamichnih (kvali-metricnih) viprobuvannjah / Podrigalo M. A., Korobko A.I., Klec D. M., Fajst V.L.; zajavnik ta patentovlasnik Harkivs'kij nac. avtom.-dorozhn. universitet. - № u 2010 01136; zajavl. 04.02.10 ; opubl. 25.06.10, Bjul. № 12. 7. Pravila diagnostiki i ocenki sostojanija avtomobil'nyh dorog. VSN 6-90 / Minavtodor RSFSR. - M.: CBNTI Min-avtodora RSFSR, 1990. – 168 s. 8. Rasporjazhenie Federal'nogo dorozhnogo agentstva ot 12 janvarja 2011 g. N 13-r «Ob izdanii i primenenii ODM 218.4.005-2010 «Rekomendacii po obe-specheniju bezopasnosti dvizhenija na avtomobil'nyh dorogah»» – Ofic. izd. – M.: Rosavtodor, 2011. – 137 s. – (Normativnyj dokument Federal'nogo dorozhnogo agentstva). 9. Rozanov V. G. Tormozhenie avtomobilja i avtopoezda / V. G. Rozanov. – M., Mashinostroenie, 1964. – 244 s. 10. Rukovodstvo

64 Механіка та машинобудування, 2012, № 1

po ajeroportovym sluzhbam. Chast' 2. Sostojanie poverhnosti pokrytija : Doc 9137-AN/898. – Izdanie chetvjortoe – ICAO, 2002. – IV, 126 s. – (Normativnyj dokument Mezhdunarodnoj organizacii grazhdanskoj aviacii. Rukovodstvo). 11. Sil'janov V. V. Transportno-jekspluatacionnye kachestva avtomobil'nyh dorog i gorodskih ulic : uchebnik [dlja stud. vyssh. uceb. zaved.] / V. V. Sil'janov, Je R. Domke. – 2-e izd. – M.: Izdatel'skij centr «Akademija», 2008. – 352 s. 12. Stepanov V. Ju. Znizhennja nerivnomirnosti gal'mivnih momentiv na kolesah legkovogo avtomobilja : avtoref. dis. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tehn. nauk : spec. 05.22.02 «Avtomobili ta traktori» / V. Ju. Stepanov. – Harkiv, 2006. – 20 s. 13. Turevskij I. S. Teorija avtomobilja / I. S. Turevskij. — M.: «Vysshaja shkola», 2005 . – 240 s. 14. Turenko A. N. Issledovanie tormoznoj dinamiki avtomobilja pri analize dorozhno-transportnogo proisshestvija / A. N. Turenko, V. I. Klimenko, A. V. Saraev, A. O. Maljavin // Avtomobil'nyj transport. – 2010. Vyp. 26 – S. 17-22. 15. Fal'kevich B. S. Teorija avtomobilja / B S. Fal'kevich. – M.: Mashgiz, 1963. – 236 s.

Клец Д.М.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ЗЧЕПЛЕННЯ КОЛІС З ДОРОГОЮ

Запропоновано методику експериментального визначення коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою з використанням мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу на базі датчиків лінійного прискорення.

Клец Д.М.

ЭКСПЕРИМЕНАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕС С ДОРОГОЙ

Предложена методика экспериментального определения коэффициента сцепления колес с дорогой с использованием мобильного регистрационно-измерительного комплекса на базе датчиков линейного ускорения.

Klets D.M.

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF TRACTION COEFFICIENT

The method of experimental determination of traction coefficient with mobile registration and measurement complex based on the linear acceleration sensors is offered.

УДК 629.017

Подригало М.А., д-р техн. наук; Полянский А.С., д-р техн. наук;

Клец Д.М., канд. техн. наук; Дубинин Е.А., канд. техн. наук; Задорожня В.В.

ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ ПРОТИВ ОПРОКИДЫВАНИЯ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ПОДРЕССОРЕННЫХ МАСС

Введение. Известно, что поперечная устойчивость большегрузных автомобилей и колесных тракторов значительно меньше, чем поперечная устойчивость других дорожных транспортных средств и в значительной степени зависит от габаритных размеров и веса.

Устойчивость колесных машин против опрокидывания является важным фактором, влияющим на безопасность движения. При оценке устойчивости против опрокидывания критерием является предельный угол устойчивости положения в продольной и поперечной плоскостях. При определении указанных углов принимается допущение об отсутствии подвесок колес.

po ajeroportovym sluzhbam. Chast' 2. Sostojanie poverhnosti pokrytija : Doc 9137-AN/898. – Izdanie chetyjortoe – ICAO, 2002. – IV, 126 c. – (Normativnyj dokument Mezhdunarodnoj organizacii grazhdanskoj aviacii. Rukovodstvo). 11. Sil'janov V. V. Transportno-jekspluatacionnye kachestva avtomobil'nyh dorog i gorodskih ulic : uchebnik [dlja stud. vyssh. ucheb. zaved.] / V. V. Sil'janov, Je R. Domke. – 2-e izd. – M.: Izdatel'skij centr «Akademija», 2008. – 352 s. 12. Stepanov V. Ju. Znizhennja nerivnomirnosti gal'mivnih momentiv na kolesah legkovogo avtomobilja : avtoref. dis. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tehn. nauk : spec. 05.22.02 «Avtomobili ta traktori» / V. Ju. Stepanov. – Harkiv, 2006. – 20 s. 13. Turevskij I. S. Teorija avtomobilja / I. S. Turevskij. — M.: «Vysshaja shkola», 2005 . – 240 s. 14. Turenko A. N. Issledovanie tormoznoj dinamiki avtomobilja pri analize dorozhno-transportnogo proisshestvija / A. N. Turenko, V. I. Klimenko, A. V. Saraev, A. O. Maljavin // Avtomobil'nyj transport. – 2010. Vyp. 26 – S. 17-22. 15. Fal'kevich B. S. Teorija avtomobilja / B S. Fal'kevich. – M.: Mashgiz, 1963. – 236 s.

Клец Д.М.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ЗЧЕПЛЕННЯ КОЛІС З ДОРОГОЮ

Запропоновано методику експериментального визначення коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою з використанням мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу на базі датчиків лінійного прискорення.

Клец Д.М.

ЭКСПЕРИМЕНАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕС С ДОРОГОЙ

Предложена методика экспериментального определения коэффициента сцепления колес с дорогой с использованием мобильного регистрационно-измерительного комплекса на базе датчиков линейного ускорения.

Klets D.M.

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF TRACTION COEFFICIENT

The method of experimental determination of traction coefficient with mobile registration and measurement complex based on the linear acceleration sensors is offered.

УДК 629.017

Подригало М.А., д-р техн. наук; Полянский А.С., д-р техн. наук;

Клец Д.М., канд. техн. наук; Дубинин Е.А., канд. техн. наук; Задорожня В.В.

ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ ПРОТИВ ОПРОКИДЫВАНИЯ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ПОДРЕССОРЕННЫХ МАСС

Введение. Известно, что поперечная устойчивость большегрузных автомобилей и колесных тракторов значительно меньше, чем поперечная устойчивость других дорожных транспортных средств и в значительной степени зависит от габаритных размеров и веса.

Устойчивость колесных машин против опрокидывания является важным фактором, влияющим на безопасность движения. При оценке устойчивости против опрокидывания критерием является предельный угол устойчивости положения в продольной и поперечной плоскостях. При определении указанных углов принимается допущение об отсутствии подвесок колес.

Анализ последних достижений и публикаций. Установлено, что более половины зарегистрированных дорожно-транспортных происшествий приводят к опрокидыванию колесных машин или машинно-тракторных агрегатов [1]. Вопросам опрокидывания посвящены работы [2-5], в которых отмечено влияние на процесс опрокидывания критической скорости движения машины, конструктивных параметров, дорожных условий, что усложняет решение практических задач, связанных с обеспечением безопасности движения колёсных машин.

В настоящей статье определено влияние положения центра крена поддресоренных масс на величину угла поперечной устойчивости, что позволяет обеспечить устойчивость положения колесной машины при движении на поперечном уклоне.

Цель и постановка задачи. Целью исследования является оценка поперечной устойчивости положения колесной машины на основе учета влияния ее поддресоренных масс. Для достижения поставленной цели необходимо разработать методику оценки влияния положения центра крена поддресоренной массы в поперечной плоскости на устойчивость колесной машины.

Оценка влияния положения центра крена поддресоренной массы. На рис. 1 предъявлена схема сил, действующих на колесную машину в поперечной плоскости при движении на боковом уклоне. Колесная машина представлена в виде двухмассовой модели. Вес неподдресоренных масс сосредоточен в точке C_n (обозначен G_H), поддресоренных масс - в точке C_n (обозначен G_{II}). При этом $G = G_H + G_{II}$.

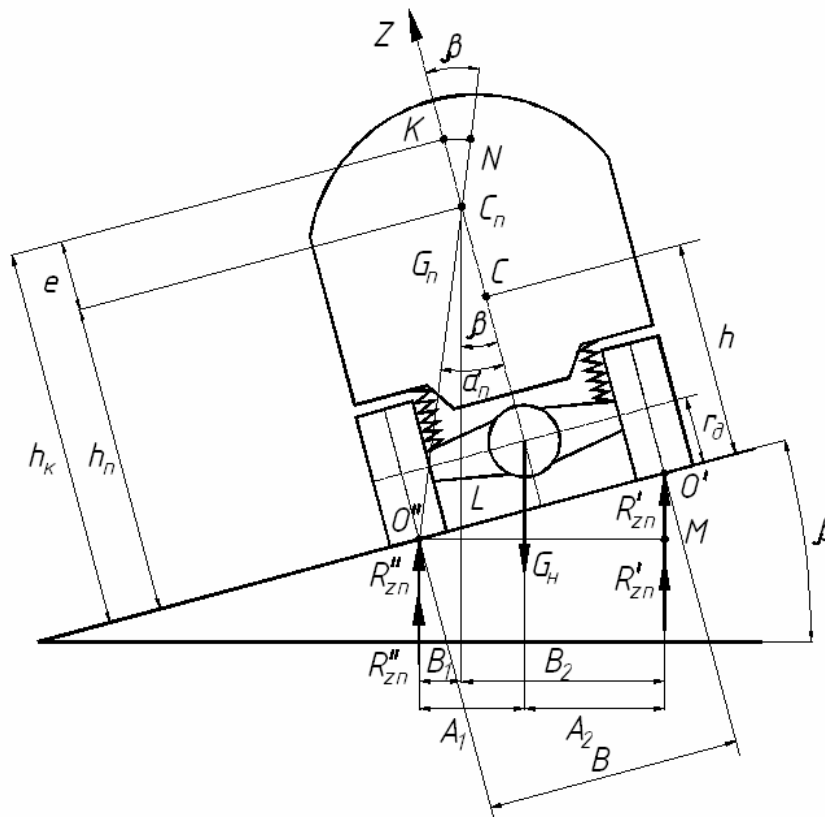


Рис.1. Схема сил, действующих на колесную машину в поперечной плоскости

Общие реакции на левых R_Z'' и правых R_Z' колесах будут равны соответственно

$$R_Z'' = R_{ZH}'' + R_{ZП}' , \quad (1)$$

$$R_Z' = R_{ZH}' + R_{ZП}'' . \quad (2)$$

Причем

$$G_{П} = R_{ZП}' + R_{ZП}'' , \quad (3)$$

$$G_{H} = R_{ZH}' + R_{ZH}'' . \quad (4)$$

Исходя из рисунка 1, расстояние от центра поворота O'' до точки M можно записать следующим образом

$$(O''\bar{M}) = B \cos \beta . \quad (5)$$

Записав уравнения равновесия относительно точки контакта колес O' и O'' , получим

$$R_{ZH}'' = \frac{A_2}{B \cos \beta} G_H , \quad (6)$$

$$R_{ZH}' = \frac{A_1}{B \cos \beta} G_H . \quad (7)$$

Расстояния от линии действия $G_{П}$ до колес машины определяются по формулам

$$A_1 = 0,5B \cos \beta - r_{\delta} \sin \beta , \quad (8)$$

$$A_2 = 0,5B \cos \beta + r_{\delta} \sin \beta . \quad (9)$$

Подставив выражение (3) в (4), получим зависимость для определения реакций на колесах

$$R_{ZH}'' = (0,5 + \frac{r_{\delta}}{B} \operatorname{tg} \beta) G_H , \quad (10)$$

$$R_{ZH}' = (0,5 - \frac{r_{\delta}}{B} \operatorname{tg} \beta) G_H . \quad (11)$$

Составим уравнение равновесия относительно точки L

$$R_{ZП}'' [\bar{B}_1 - (K\bar{N})] + G_{П} (K\bar{N}) - R_{ZП}' [B_2 + (K\bar{N})] = 0 . \quad (12)$$

В результате преобразований, с учетом $(K\bar{N}) = l \sin \beta$, получим

$$G_{П} B_1 - R_{ZП}' (B_1 + B_2) = 0 . \quad (13)$$

Запишем уравнение сохранения потенциальной энергии, которое в нашем случае примет вид

$$G_{П} \cdot h_{П} + G_H \cdot h_H = G \cdot h . \quad (14)$$

В результате преобразований получим

$$h_{\Pi} = h + (h - r_{\partial}) \frac{G_H}{G_{\Pi}}. \quad (15)$$

Составим уравнение равновесия относительно центра переворота - точки O''

$$G_{\Pi} \cdot B_1 - R'_{Z\Pi} B \cos \beta = 0. \quad (16)$$

Откуда

$$R'_{Z\Pi} = G_{\Pi} \frac{B_1}{B \cos \beta}. \quad (17)$$

Из рисунка 1, с учетом угла наклона поверхности β и угла, предельного по опрокидыванию α_o колесной машины, получим

$$B_1 = (O'' \cdot \bar{L}) \cos \beta, \quad (18)$$

$$(O'' \bar{L}) = h_{\Pi} \cdot \operatorname{tg} \alpha_o - h_{\Pi} \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (19)$$

Отсюда

$$\operatorname{tg} \alpha_o = \frac{B}{2h_H}. \quad (20)$$

Из рисунка 1 получим

$$B_1 = 0,5B \cos \beta - h_{\Pi} \sin \beta. \quad (21)$$

$$B_2 = 0,5B \cos \beta + h_{\Pi} \sin \beta. \quad (22)$$

Тогда, подставив (15) в (21), а затем полученное выражение в (17), получим, выполнив преобразования

$$R'_{Z\Pi} = 0,5G_{\Pi} \left[1 - \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha_o} \left(1 + \frac{G_H}{G_{\Pi}} \right) + \frac{2r_{\partial}}{B} \cdot \frac{G_H}{G_{\Pi}} \operatorname{tg} \beta \right]. \quad (23)$$

Запишем уравнение (2), используя (11) и (23), в виде

$$R'_Z = R'_{ZH} + R'_{Z\Pi} = G_H \left(0,5 - \frac{r_{\partial}}{B} \operatorname{tg} \beta \right) + \\ + 0,5G_{\Pi} \left[1 - \frac{G}{G_{\Pi}} \cdot \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha_o} - \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha_o} + \frac{2r_{\partial}}{B} \cdot \frac{G_H}{G_{\Pi}} \operatorname{tg} \beta \right]. \quad (24)$$

Выполнив преобразования, получим зависимость реакции на правом колесе в поперечной плоскости от величины предельного угла устойчивости

$$R'_Z = 0,5G \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha_o} \right). \quad (25)$$

Из формулы (25) следует, что если угол уклона будет равен углу, предельному по опрокидыванию, тогда $\beta = \alpha_0 \rightarrow R'_z = 0$. Эта ситуация является предельно допустимой при отсутствии каких-либо динамических нагрузок при движении колесной машины. В случае нарушения данного условия произойдет аварийная ситуация - опрокидывание.

Результаты проведенных расчетов на примере колесного трактора ХТЗ-17221 показаны на рис. 2.

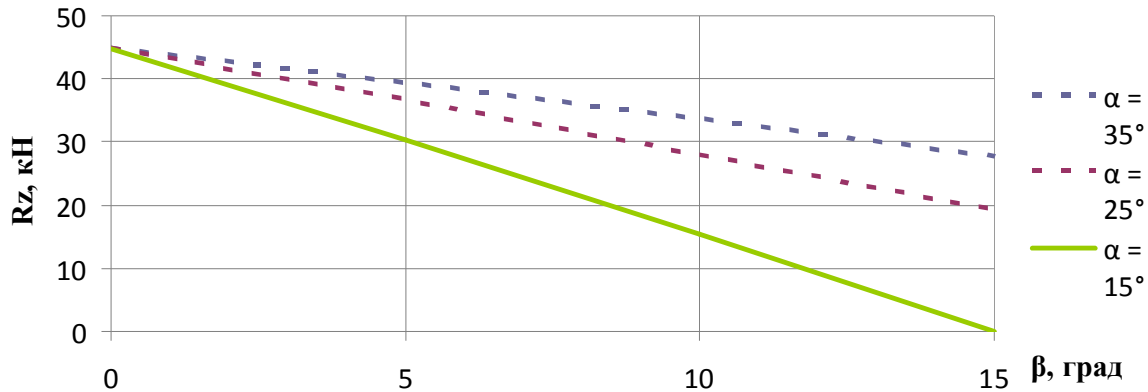


Рис.2. Условия сохранения колесной машиной поперечной устойчивости положения при $\beta = 0 - 15^\circ$

Установлено, что при углах поперечных уклонов по данным реальной эксплуатации $\beta = 0 - 15^\circ$, колее 1860 мм, высоте 3345 мм и весе 89,8 кН устойчивость положения машины обеспечивается на всем диапазоне указанных поперечных уклонов при отсутствии дополнительных динамических нагрузок.

Выводы:

1. Разработана методика оценки влияния подрессоренной массы на устойчивость положения колесной машины.
2. Определена зависимость для прогнозирования устойчивости колесных машин при езде на уклоне. Установлено, что на устойчивость оказывают влияние такие факторы, как: вес машины, угол уклона, положение центра крена подрессоренной массы. При этом с уменьшением угла α_0 устойчивость колесной машины имеет тенденцию к снижению.

Литература: 1. Задорожня В.В. Актуальность научной задачи устойчивости шарнирно-сочлененных колесных машин. Сб. н. трудов ХНТУСХ Вып. 93. т.2. – 2010. С.279-286. 2. Меркин Д.Р. Введение в теорию устойчивости движения / Д.Р. Меркин/ - М.: Наука, 1976.- 320с. 3. Подригало М.А, Полянський А.С., Клець Д.М., Корчан Н.С., Задорожня В.В., Оцінка устойчивости положения колесных машин методом парциальных ускорений. // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.– Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип. 11, том 1. – С 58-66. 4. Спосіб підвищення поперечної стійкості колісних машин зі складаними рамами: Пат. 63494 Україна, МПК В60W 30/02 Подригало М.А., Полянський О.С., Дубінін Є.О., Задорожня В.В. (Україна); ХНАДУ, ХНТУСГ ім. П. Василенка. – №201103212; Заявл. 18.03.11; Опубл. 10.10.11, Бюл. №19. – 4 с. 5. Пристрій для забезпечення поперечної стійкості колісних машин з шарнірно зчленованою рамою: Пат. 64377 Україна, МПК В62D 21/00 Подригало М.А., Полянський О.С., Дубінін Є.О., Клець Д.М., Задорожня В.В. (Україна); ХНАДУ, ХНТУСГ ім. П. Василенка. – №201103211; Заявл. 18.03.11; Опубл. 10.11.11, Бюл. №21. – 4 с.

Bibliography (transliterated): 1. Zadorozhnjaja V.V. Aktual'nost' nauchnoj zadachi ustojchivosti sharnirno-sochlenennyh koljosnyh mashin. Sb. n. trudov HNTUSH Vyp. 93. t.2. – 2010. S.279-286. 2. Merkin D.R. Vvedenie v teoriju ustojchivosti dvizhenija / D.R. Merkin/ - M.: Nauka, 1976.-320s. 3. Podrigalo M.A, Poljanskij A.S., Klec D.M., Korchan N.S., Zadorozhnjaja V.V., Ocenka ustojchivosti polozhenija kolesnyh mashin metodom parcial'nyh uskorenij. // Praci Tavrijs'kogo derzhavnogo agrotehnologichnogo universitetu.– Melitopol': TDATU, 2011. – Vip. 11, tom 1. – S 58-66. 4. Sposib pidviwennja poperechnoi stijkosti kolisnih mashin zi skladanimi ramami: Pat. 63494 Ukraïna, MPK B60W 30/02 Podrigalo M.A., Poljans'kij O.S., Dubinin Є.O., Zadorozhnja V.V. (Ukraïna); HNADU, HNTUSG im. P. Vasilenka. – №201103212; Zajavl. 18.03.11; Opubl. 10.10.11, Bjul. №19. – 4 s. 5. Pristriij dlja zabezpechennja poperechnoi stijkosti kolisnih mashin z sharnirno zchlenovanoju ramoju: Pat. 64377 Ukraïna, MPK B62D 21/00 Podrigalo M.A., Poljans'kij O.S., Dubinin Є.O., Klec D.M., Zadorozhnja V.V. (Ukraïna); HNADU, HNTUSG im. P. Vasilenka. – №201103211; Zajavl. 18.03.11; Opubl. 10.11.11, Bjul. №21. – 4 s.

Подригало М.А, Полянський О.С., Клец Д.М., Дубінін Є.О., Задорожня В.В.
ОЦІНКА СТІЙКОСТІ ПРОТИ ПЕРЕКИДАННЯ КОЛІСНОЇ МАШИНИ
З ВРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ ПІДРЕСОРЕНИХ МАС

Запропонована методика оцінки поперечної стійкості колісної машини з врахуванням впливу її підресорених мас. Отримані результати можуть бути використані на машино- та автомобілебудівних підприємствах при проектуванні нових та модернізації колісних машин, які знаходяться в експлуатації.

Подригало М.А., Полянський А.С., Клец Д.М., Дубінін Е.А., Задорожня В.В.
ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ ПРОТИВ ОПРОКИДЫВАНИЯ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ
С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ПОДРЕССОРЕННЫХ МАСС

Предложена методика оценки поперечной устойчивости колесной машины с учетом влияния ее поддресоренных масс. Полученные результаты могут быть использованы на машино- и автомобилестроительных предприятиях при проектировании новых и модернизации находящихся в эксплуатации колесных машин.

Podrigalo M., Poljansky A., Klels D., Dubinin E., Zadorozhnyia V.
ESTIMATION OF WHEELED MACHINE STABILITY AGAINST KNOCKING OVER
WITH INFLUENCE OF SPRUNG MASSES TAKING INTO ACCOUNT

The method to estimation of wheeled machine transversal stability with taking into account influence of its sprung masses is offered. The got results can be drawn on vehicle- and motor industry enterprises at planning of new and modernization of the being in exploitation wheeled machines.

УПРАВЛІННЯ В ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМАХ

УДК 62-503.4

Александрова И. Е., д-р техн. наук, Александрова Т. Е., канд. техн. наук

К ВОПРОСУ СИНТЕЗА РОБАСТНОГО СТАБИЛИЗАТОРА ТАНКОВОЙ ПУШКИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АППАРАТА ФУНКЦИЙ ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ

Постановка задачи. В процессе эксплуатации любой технической системы значения ее параметров отклоняются от номинальных. При этом в той или иной степени изменяются динамические характеристики системы. Динамическую систему будем называть робастной, если случайные изменения ее параметров не приводят к существенному изменению динамических характеристик системы. Для синтеза робастных динамических систем используют аппарат теории чувствительности [1, 2]. Основные задачи, рассматриваемые в теории чувствительности, состоят в анализе влияния малых отклонений конструктивных параметров на динамическую систему, а также в синтезе динамической системы, малочувствительной к изменению этих параметров.

Одной из основных тактико-технических характеристик танка является точность стрельбы из основного вооружения, которая определяется следующими факторами:

- точностью стабилизации линии прицеливания относительно направления на цель;
- точностью выставки оси направления выстрела относительно линии прицеливания с помощью танкового баллистического вычислителя;
- точностью стабилизации оси канала ствола танковой пушки относительно оси направления выстрела;
- точностью прогнозирования момента разрешения выстрела, когда ось канала ствола максимально приближается к оси направления выстрела и минимально деформирована вследствие упругих колебаний ствола.

Основным элементом системы наведения и стабилизации танковой пушки является собственно стабилизатор, с помощью которого осуществляется стабилизация оси канала ствола танковой пушки относительно оси направления выстрела. Наиболее серьезные внешние возмущения действуют на танковую пушку в канале вертикального наведения вследствие колебаний подрессоренной части корпуса танка [3]. Для обеспечения высокой точности работы стабилизатора в канале вертикального наведения необходимо полное соответствие значений конструктивных параметров стабилизатора их номинальным значениям. Вместе с тем, коэффициент вязкости рабочей жидкости гидросистемы стабилизатора канала вертикального наведения изменяется в широком диапазоне в зависимости от температуры окружающей среды, что приводит к значительному снижению точности стабилизации по сравнению с точностью, обеспечиваемой стабилизатором при номинальном значении коэффициента вязкости рабочей жидкости.

Целью настоящей работы является поиск путей разработки робастных стабилизаторов, обеспечивающих высокую точность стабилизации оси канала ствола танковой пушки относительно оси направления выстрела при нестабильном значении коэффициента вязкости рабочей жидкости гидросистемы.

Основная часть. Пусть объект стабилизации, представляющий собой совокупность танковой пушки и электрогидравлического усилителя, описывается векторно-матричным дифференциальным уравнением.

$$\dot{X}(t) = A(\beta)X(t) + BU(t), \quad (1)$$

где $X(t)$ – вектор состояния объекта; $U(t)$ – вектор управления; $A(\beta)$ – собственная матрица объекта; β варьируемый нестабильный параметр объекта; B – матрица управления.

Допустим также, что стабилизатор реализует линейный алгоритм управления

$$U(t) = CX(t), \quad (2)$$

где C – матрица коэффициентов усиления стабилизатора.

Тогда поведение замкнутой системы стабилизации “объект–стабилизатор” описывается дифференциальным уравнением

$$\dot{X}(t) = [A(\beta) + BC]X(t). \quad (3)$$

Положим, что $\beta = \beta_0$ где β_0 – номинальное значение варьируемого параметра, а точность стабилизации будем оценивать значением функционала

$$I(\beta_0, C) = \int_0^T \langle X(t), QX(t) \rangle dt, \quad (4)$$

вычисленного на решениях уравнения (3) при начальных условиях $X(0)$.

В соответствии с принципом минимакса [4, 5] функционал (4) может быть записан в виде

$$I[\beta_0, C, X(0)] = \langle X(0), K[\beta_0, C]X(0) \rangle, \quad (5)$$

где квадратная симметрическая матрица $K[\beta_0, C]$ удовлетворяет матричному алгебраическому уравнению

$$K[\beta_0, C] \cdot [A(\beta_0) + BC] + [A(\beta_0) + BC]^T K[\beta_0, C] + Q = 0, \quad (6)$$

а матрица коэффициентов усиления стабилизатора C^* отыскивается в результате решения задачи минимакса

$$I[\beta_0, C^*, X^*(0)] = \min_{C \in G_C} \max_{X(0) \in G_X} \langle X(0), K[\beta_0, C]X(0) \rangle, \quad (7)$$

где G_C – множество допустимых значений коэффициентов усиления стабилизатора (элементов матрицы C); G_X – множество допустимых значений вектора $X(t)$.

В качестве множества G_C обычно используется область устойчивости замкнутой системы (3) в пространстве элементов матрицы C .

Предположим теперь, что значение варьируемого нестабильного параметра непрерывно изменяется

$$\beta = \beta_0 + \Delta\beta(t) \quad (8)$$

и требуется отыскать матрицу $C^* \in G_c$, обеспечивающую максимальную точность замкнутой системы (3), в смысле минимума интегрального квадратичного функционала (4), при условии (8).

Введем в рассмотрение вектор чувствительности [1]

$$S(t) = \frac{\partial X(t)}{\partial \beta} = \left[\frac{\partial X_1(t)}{\partial \beta} \quad \frac{\partial X_2(t)}{\partial \beta} \quad \dots \quad \frac{\partial X_n(t)}{\partial \beta} \right]^T,$$

удовлетворяющий векторно-матричному дифференциальному уравнению

$$\begin{aligned} \dot{S}(t) &= \frac{\partial \dot{X}(t)}{\partial \beta} = \frac{\partial}{\partial \beta} \{ [A(\beta) + BC]X(t) \} = \\ &= \frac{\partial}{\partial \beta} [A(\beta) + BC]X(t) + [A(\beta_0) + BC] \cdot \frac{\partial X(t)}{\partial \beta} = \\ &= \frac{\partial}{\partial \beta} [A(\beta) + BC]X(t) + [A(\beta_0) + BC]S(t) \end{aligned} \quad (9)$$

с начальным условием $S(0) = 0$.

Матрица $C \in G_c$, доставляет замкнутой системе стабилизации (3) свойство робастности к изменению варьируемого параметра β , если на решениях дифференциального уравнения (9) достигает максимума интегральный квадратичный функционал

$$J(\beta_0, C) = \int_0^T \langle S(t), RS(t) \rangle dt. \quad (10)$$

Одна и та же матрица $C \in G_c$ не может одновременно обеспечить минимум функционала (4) и (10), поэтому введем аддитивный функционал

$$Z(\beta_0, C) = \int_0^T [\langle X(t), QX(t) \rangle + \langle S(t), RS(t) \rangle] dt, \quad (11)$$

Матрица $C^* \in G_c$, обеспечивает максимальную точность замкнутой системы стабилизации (3) и ее робастность к изменению параметра β , если эта матрица обеспечивает достижение минимакса аддитивного функционала (11) на решениях расширенной системы (3), (9).

Введем расширенный вектор состояния размерности $2n$

$$Y(t) = \begin{bmatrix} X(t) \\ \dots \\ S(t) \end{bmatrix},$$

а также блочные матрицы размерностью $2n \times 2n$.

$$P(\beta_0, C) = \left[\begin{array}{c|c} A(\beta_0) + BC & 0 \\ \hline \frac{\partial}{\partial \beta} [A(\beta) + BC]_{\beta=\beta_0} & A(\beta_0) + BC \end{array} \right]; \quad N = \left[\begin{array}{c|c} Q & 0 \\ \hline 0 & R \end{array} \right].$$

В соответствии с принятыми обозначениями уравнение возмущенного движения расширенной системы (3), (9) и аддитивный функционал (11) записываются в виде

$$\dot{Y}(t) = P(\beta_0, C)Y(t); \quad (12)$$

$$Z(\beta_0, C) = \int_0^T \langle Y(t), Y(t) \rangle dt. \quad (13)$$

Используя принцип минимакса, функционал (13) представим в виде определено-положительной квадратичной формы

$$Z(\beta_0, C) = \langle Y(0), K(\beta_0, C)Y(0) \rangle, \quad (14)$$

где квадратная симметрическая матрица $K(\beta_0, C)$ удовлетворяет матричному алгебраическому

$$K(\beta_0, C)P(\beta_0, C) + P^T(\beta_0, C)K(\beta_0, C) + N = 0. \quad (15)$$

Матрицу $K(\beta_0, C)$ можно представить в виде блочной матрицы размерностью $2n \times 2n$, каждый из четырех блоков которой имеет размерность $n \times n$.

$$K(\beta_0, C) = \begin{bmatrix} K_1(\beta_0, C) & K_2(\beta_0, C) \\ K_2^T(\beta_0, C) & K_4(\beta_0, C) \end{bmatrix}.$$

В связи с тем, что $S(0) = 0$, функционал (14) равен

$$Z[\beta_0, C^*, X^*(0)] = \langle X(0), K_1(\beta_0, C)X(0) \rangle. \quad (16)$$

Тогда матрица $C^* \in G_c$ определяется из условия минимакса функционала (16)

$$Z[\beta_0, C^*, X^*(0)] = \min_{C \in G_c} \max_{X(0) \in G_X} \langle X(0), K_1(\beta_0, C)X(0) \rangle.$$

В работе [1] при синтезе робастной системы стабилизации рекомендуется в алгоритме стабилизации использовать информацию о значениях функций чувствительности, полученных при решении системы (9). В этом случае блок-схема робастного стабилизатора принимает вид, представленный на рисунке.

Первый (внутренний) контур стабилизатора формирует алгоритм стабилизации в виде (2)

$$U_1(t) = CX(t). \quad (17)$$

Второй (внешний) контур стабилизации формирует алгоритм вида

$$U_2(t) = DS(t), \quad (18)$$

а обобщенный алгоритм стабилизации записывается:

$$U(t) = U_1(t) + U_2(t) = CX(t) + DS(t). \quad (19)$$

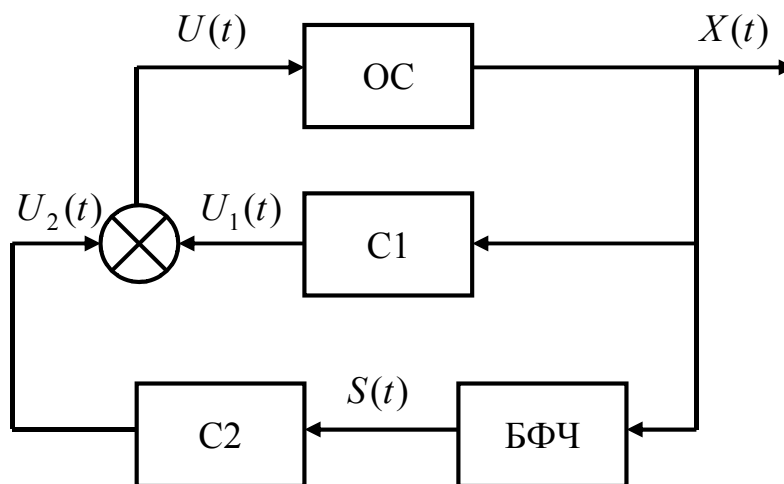


Рис. Блок-схема робастного стабилизатора: ОС – объект стабилизации БФЧ – блок формирования функций чувствительности; С1 – первый контур стабилизатора; С2 – второй контур стабилизатора

Подставляя соотношение (19) в правую часть уравнения (1), получаем

$$\dot{X}(t) = [A(\beta_0) + BC]X(t) + BDS(t). \quad (20)$$

Требуется отыскать такие значения элементов матриц $C^* \in G_c$ и $D^* \in G_D$, которые на решениях расширенной системы (20), (9) доставляют минимум аддитивному функционалу (11), где G_D – множество допустимых матриц D .

Обычно объединение множеств G_c и G_D представляет собой область устойчивости расширенной системы (20), (9) в пространстве варьируемых параметров стабилизатора (19).

В рассматриваемом случае блочная матрица $P(\beta_0, C, D)$ принимает следующий вид

$$P(\beta_0, C, D) = \left[\begin{array}{c|c} A(\beta_0) + BC & BD \\ \hline \frac{\partial}{\partial \beta} [A(\beta) + BC]_{\beta=\beta_0} & A(\beta_0) + BC \end{array} \right].$$

В остальном процедура решения задачи синтеза робастного стабилизатора аналогична рассмотрению ранее с учетом зависимости матрицы $K(\beta_0, C, D)$ от двух матриц C и D , присутствующих в алгоритме стабилизации (19), а оптимальные матрицы $C^* \in G_c$ и $D^* \in G_c$ определяются из условия минимакса функционала

$$Z[\beta_0, C^*, D^*, X^*(0)] = \min_{C \in G_c} \min_{D \in G_D} \max_{X(0) \in G_X} \langle X(0), K(\beta_0, C, D)X(0) \rangle.$$

Пример. Возмущенное движение оси канала ствола танковой пушки в канале вертикального наведения приближенно описывается дифференциальным уравнением [6]

$$I_0 \ddot{\varphi}(t) = M_c(t), \quad (21)$$

где $M_C(t)$ – стабилизирующий момент, определяемый зависимостью

$$M_C(t) = K_M \left[-K_\varphi \varphi(t) - K_{\dot{\varphi}} \dot{\varphi}(t) \right] \quad (22)$$

I_0 – момент инерции таковой пушки относительно оси цапф; K_M – коэффициент усиления мощности электрогидравлического усилителя; K_φ , $K_{\dot{\varphi}}$ – коэффициенты усиления электронного блока стабилизатора.

Подставим (22) в (21). В результате получаем дифференциальное уравнение возмущенного движения замкнутой системы стабилизации

$$\ddot{\varphi}(t) = b \left[-K_\varphi \varphi(t) - K_{\dot{\varphi}} \dot{\varphi}(t) \right] \quad (23)$$

где $b = \frac{K_M}{I_0}$.

Коэффициент усиления мощности электрогидравлического усилителя стабилизатора танковой пушки зависит от вязкости рабочей жидкости, которая в свою очередь зависит от ее температуры. Таким образом, коэффициент в уравнении (23) имеет нестабильное значение и изменяется в процессе выполнения танком боевой задачи. На первом этапе положим, что коэффициент b имеет номинальное значение $b = b_0$.

Задача синтеза оптимального стабилизатора заключается в отыскании его коэффициента усиления K_φ и $K_{\dot{\varphi}}$, таких, чтобы на решениях уравнения (23) достигал минимума интегральный квадратичный функционал

$$I = \int_0^T \left[q_1 \varphi^2(t) + q_2 \dot{\varphi}^2(t) \right] dt, \quad (24)$$

где q_1 и q_2 – весовые коэффициенты.

С помощью замены переменных систему (23) и функционал (24) представим в виде:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1(t) &= x_2(t); \\ \dot{x}_2(t) &= -b k_\varphi x_1(t) - b k_{\dot{\varphi}} x_2(t); \end{aligned} \quad (25)$$

$$I = \int_0^T \left[q_1 x_1^2(t) + q_2 x_2^2(t) \right] dt. \quad (26)$$

Тогда соответствующие векторы и матрицы записываются

$$\begin{aligned} X(t) &= \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix}; \quad A + BC = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -b_0 k_\varphi & -b_0 k_{\dot{\varphi}} \end{bmatrix}; \\ Q &= \begin{bmatrix} q_1 & 0 \\ 0 & q_2 \end{bmatrix}; \quad C = \left[-k_\varphi \quad -k_{\dot{\varphi}} \right] \end{aligned}$$

Квадратную симметрическую матрицу K будем отыскивать в виде

$$K = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{12} & k_{22} \end{bmatrix}.$$

Подставляя соответствующие матрицы в матричное уравнение (6), запишем систему алгебраических уравнений для отыскания неизвестных элементов матрицы K

$$\begin{aligned} -2b_0k_\varphi k_{12} + q_1 &= 0; \\ k_{11} - b_0k_\varphi k_{12} - b_0k_\varphi k_{22} &= 0; \\ -2k_{12} - 2b_0k_\varphi k_{22} + q_2 &= 0, \end{aligned} \tag{27}$$

решения которых

$$\begin{aligned} k_{11} &= \frac{q_1k_\varphi}{2k_\varphi} + \frac{q_1}{2bk_\varphi} + \frac{q_2k_\varphi}{2k_\varphi}; \\ k_{12} &= \frac{q_1}{2k_\varphi}; \\ k_{22} &= \frac{1}{2bk_\varphi} \left(\frac{q_1}{bk_\varphi} + q_2 \right), \end{aligned} \tag{28}$$

позволяют получить функционал (5), минимум которого определяет оптимальные значения коэффициентов k_φ^* и $k_{\dot{\varphi}}^*$.

Положим, что $b = b_0 + \Delta b(t)$. Тогда матрицы $P(b_0, k_\varphi, k_{\dot{\varphi}})$ и N размерностью 4×4 записываются:

$$P(b_0, k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}) = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -b_0k_\varphi & -b_0k_{\dot{\varphi}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -k_\varphi & -k_{\dot{\varphi}} & -b_0k_\varphi & -b_0k_{\dot{\varphi}} \end{bmatrix};$$

$$N = \begin{bmatrix} q & 0 & 0 & 0 \\ 0 & q_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & r_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & r_2 \end{bmatrix}.$$

Матрицу $K(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}, b_0)$ будем отыскивать в виде

$$K(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}, b_0) = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & k_{14} \\ k_{12} & k_{22} & k_{23} & k_{24} \\ k_{13} & k_{23} & k_{33} & k_{34} \\ k_{14} & k_{24} & k_{34} & k_{44} \end{bmatrix}.$$

Матричное алгебраическое уравнение (15) эквивалентно десяти уравнениям относительно неизвестных элементов матрицы $K(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}, b_0)$

$$\begin{aligned}
 & -2b_0k_\varphi k_{12} - 2k_\varphi k_{14} + q_1 = 0; \\
 & k_{11} - b_0k_{\dot{\varphi}}k_{12} - k_{\dot{\varphi}}k_{14} - b_0k_\varphi k_{22} - k_\varphi k_{24} = 0; \\
 & -b_0k_\varphi k_{14} - b_0k_\varphi k_{23} - k_\varphi k_{34} = 0; \\
 & k_{13} - b_0k_{\dot{\varphi}}k_{14} - b_0k_\varphi k_{24} - k_\varphi k_{44} = 0; \\
 & 2k_{12} - 2b_0k_{\dot{\varphi}}k_{22} - 2k_{\dot{\varphi}}k_{24} + q_2 = 0; \\
 & -b_0k_\varphi k_{24} + k_{13} - b_0k_{\dot{\varphi}}k_{23} - k_{\dot{\varphi}}k_{34} = 0; \\
 & k_{23} - 2b_0k_{\dot{\varphi}}k_{24} + k_{14} - k_{\dot{\varphi}}k_{44} = 0; \\
 & 2b_0k_\varphi k_{34} + r_1 = 0; \\
 & k_{23} - b_0k_{\dot{\varphi}}k_{34} - b_0k_\varphi k_{44} = 0; \\
 & 2k_{34} - 2b_0k_{\dot{\varphi}}k_{44} + r_2 = 0.
 \end{aligned} \tag{29}$$

Из системы алгебраических уравнений (29) отыщем элементы матрицы

$$\begin{aligned}
 K_1(k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}, b_0) &= \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{12} & k_{22} \end{bmatrix} \\
 k_{11} &= \frac{q_1k_\varphi}{2k_\varphi} + \frac{q_1}{2b_0k_{\dot{\varphi}}} + \frac{q_2k_\varphi}{2k_{\dot{\varphi}}} + \frac{k_\varphi}{4b_0^3k_{\dot{\varphi}}^2} \left(\frac{r_1}{b_0k_{\dot{\varphi}}} + r_2 \right); \\
 k_{12} &= \frac{q_1}{2b_0k_\varphi} + \frac{1}{4b_0^3k_{\dot{\varphi}}} \left(\frac{r_1}{b_0k_{\dot{\varphi}}} + r_2 \right); \\
 k_{22} &= \frac{1}{2b_0k_\varphi} \left(\frac{q_1}{b_0k_\varphi} + q_2 \right) + \frac{1}{4b_0^3k_{\dot{\varphi}}^2} \left(\frac{r_1}{b_0k_{\dot{\varphi}}} + r_2 \right) + \\
 &+ \frac{1}{2b_0^3k_{\dot{\varphi}}} \left(\frac{r_1}{b_0k_\varphi} + \frac{r_2}{2} - \frac{k_\varphi r_2}{4b_0^2k_\varphi} - \frac{r_2}{4b_0k_{\dot{\varphi}}} \right).
 \end{aligned} \tag{30}$$

и сформируем функционал (15), минимакс которого определяет оптимальные значения коэффициентов k_φ^* , и $k_{\dot{\varphi}}^*$.

Сравнение соотношений (28) и (30) позволяет сделать вывод, что при $r_1 = r_2 = 0$ соотношения (30) выражаются в соотношениях (28).

Наконец, рассмотрим последний случай, когда стабилизатор реализует алгоритм (19), который в рассматриваемом примере записывается в виде:

$$M_c(t) = k_M \left[-k_\varphi \varphi(t) - k_{\dot{\varphi}} \dot{\varphi}(t) + d_1 s_1(t) + d_2 s_2(t) \right], \tag{31}$$

где $s_1(t) = \frac{\partial \varphi(t)}{\partial b}$; $s_2(t) = \frac{\partial \dot{\varphi}(t)}{\partial b}$ – функции чувствительности. Тогда собственная матрица расширенной системы размерности 4×4 равна

$$P(b_0, k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}, d_1, d_2) = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -b_0 k_\varphi & -b_0 k_{\dot{\varphi}} & b_0 d_1 & b_0 d_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -k_\varphi & -k_{\dot{\varphi}} & -b_0 k_\varphi & -b_0 k_{\dot{\varphi}} \end{bmatrix},$$

а матрицы N и K той же размерности имеют прежний вид. Подставляя эти матрицы в уравнение (15), получаем систему из 10 алгебраических уравнений относительно неизвестных элементов матрицы $K(b_0, k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}, d_1, d_2)$

$$\begin{aligned} -2b_0 k_{12} k_\varphi - 2k_\varphi k_{14} + q_1 &= 0; \\ k_{11} - b_0 k_{12} k_{\dot{\varphi}} - k_{14} k_{\dot{\varphi}} - b_0 k_{22} k_\varphi - k_\varphi k_{24} &= 0; \\ k_{12} b_0 d_1 - k_{14} b_0 k_\varphi - k_{23} b_0 k_\varphi - k_{34} k_\varphi &= 0; \\ k_{12} b_0 d_2 + k_{13} - k_{14} b_0 k_{\dot{\varphi}} - k_{24} b_0 k_\varphi - k_{44} k_\varphi &= 0; \\ 2k_{12} - 2k_{22} b_0 k_{\dot{\varphi}} - 2k_{24} k_{\dot{\varphi}} + q_2 &= 0; \\ k_{22} b_0 d_1 - k_{24} b_0 k_\varphi + k_{13} - k_{23} b_0 k_{\dot{\varphi}} - k_{34} k_{\dot{\varphi}} &= 0; \\ k_{22} b_0 d_2 + k_{23} - 2k_{24} b_0 k_{\dot{\varphi}} + k_{14} - k_{44} k_{\dot{\varphi}} &= 0; \\ 2k_{23} b_0 d_1 - 2k_{34} b_0 k_\varphi + r_1 &= 0; \\ k_{23} b_0 d_2 + k_{33} - k_{34} b_0 k_{\dot{\varphi}} + k_{24} b_0 d_1 - k_{44} b_0 k_\varphi &= 0; \\ 2k_{24} b_0 d_2 + 2k_{34} - 2k_{44} b_0 k_{\dot{\varphi}} + r_2 &= 0. \end{aligned} \quad (32)$$

Легко видеть, что при $d_1 = d_2 = 0$ соотношения (32) выражаются в соотношения (29).

Отыщем из системы (32) элементы блока $K_1[b_0, k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}, d_1, d_2, X(0)]$ матрицы $K(b_0, k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}, d_1, d_2)$ и сформируем функционал

$$Z[b_0, k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}, d_1, d_2, X(0)] = \langle X(0), K_1(b_0, k_\varphi, k_{\dot{\varphi}}, d_1, d_2, X(0)) X(0) \rangle,$$

минимум которого определяет оптимальные значения параметров алгоритма (31) $k_\varphi^*, k_{\dot{\varphi}}^*, d_1^*$ и d_2^* .

Выводы.

- робастные стабилизаторы могут быть синтезированы с помощью аппарата функций чувствительности;
- алгоритм стабилизации робастной системы может содержать информацию об изменении функции чувствительности, а может и не содержать такой информации, а использовать ее при расчете констант алгоритма.

Литература: 1. Розенвассер Е. Н. Чувствительность систем автоматического регулирования / Е. Н. Розенвассер, Р. М. Юсупов. – Л.: Энергия, 1971. – 292. 2. Томович Р. Общая теория чувствительности / Р. Томович, М. Вукобратович. – М.: Сов. радио, 1972. – 240 с. 3. Александрова Т. Е. Имитационное моделирование внешних возмущений действующих на

танковую пушку / Т. Е. Александрова, И. Е. Александрова, С. Н. Беляев // *Механіка та машинобудування*. – 2011. – №1. – С. 43-50. 4. Александров Е. Е. Автоматизированное проектирование динамических систем с помощью функций Ляпунова / Е. Е. Александров, М. В. Бех. – Харьков: Основа, 1993. – 113 с. 5. Александров Е. Е. Статистические методы исследования электромеханических систем / Е. Е. Александров, Б. И. Кузнецов, А. Н. Сиротенко и др. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2006. – 304 с. 6. Александров С. С. Автоматизоване проектування танкових автоматичних систем / С. С. Александров, Т. С. Александрова, В. М. Грищенко та ін. – Харків: НТУ “ХПИ”, 2003. – 137 с.

Bibliography (transliterated): 1. Rozenvasser E. N. Chuvstvitel'nost' sistem avtomaticheskogo regulirovanija / E. N. Rozenvasser, R. M. Jusupov. – L.: Jenergija, 1971. – 292. 2. Tomovich R. Obwaja teorija chuvstvitel'nosti / R. Tomovich, M. Vukobratovich. – M.: Sov. radio, 1972. – 240 s. 3. Aleksandrova T. E. Imitacionnoe modelirovanie vneshnih vozmuwenij dejstvujuwih na tankovuju pushku / T. E. Aleksandrova, I. E. Aleksandrova, S. N. Beljaev // *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – 2011. – №1. – S. 43-50. 4. Aleksandrov E. E. Avtomatizirovanное proektirovanie dinamicheskikh sistem s pomow'ju funkcij Ljapunova / E. E. Aleksandrov, M. V. Beh. – Har'kov: Osнова, 1993. – 113 s. 5. Aleksandrov E. E. Statisticheskie metody issledovanija jelektromehanicheskikh sistem / E. E. Aleksandrov, B. I. Kuznecov, A. N. Sirotenko i dr. – Har'kov: NTU “HPI”, 2006. – 304 s. 6. Aleksandrov S. S. Avtomatizovane proektuvannja tankovih avtomatichnih sistem / S. S. Aleksandrov, T. S. Aleksandrova, V. M. Griwenko ta in. – Harkiv: NTU “HPI”, 2003. – 137 s.

Александрова І.Є., Александрова Т. С.

ДО ПИТАННЯ СИНТЕЗУ РОБАСТНОГО СТАБІЛІЗАТОРА ТАНКОВОЇ ГАРМАТИ З ВИКОРИСТАННЯМ АПАРАТА ФУНКЦІЙ ЧУТЛИВОСТІ

Розглядаються методи синтезу робастних стабілізаторів, що забезпечують високу точність стабілізації осі каналу ствола танкової гармати відносно лінії напрямку пострілу при нестабільному значенні коефіцієнта в'язкості робочої рідини гідросистеми.

Александрова И. Е., Александрова Т. Е.

К ВОПРОСУ СИНТЕЗА РОБАСТНОГО СТАБИЛИЗАТОРА ТАНКОВОЙ ПУШКИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АППАРАТА ФУНКЦИЙ ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ

Рассматриваются методы синтеза робастных стабилизаторов, обеспечивающих высокую точность стабилизации оси канала ствола танковой пушки относительно линии направления выстрела при нестабильном значении коэффициента вязкости рабочей жидкости гидросистемы.

Alexandrova I.E., Alexandrova T.E.,

ABOUT SYNTHESIS OF ROBUST STABILIZER OF TANK GUN WITH USING OF SENSITIVITY FUNCTIONS APPARATUS

The method of synthesis of robust stabilizers, providing high-precision stabilization of the canal of the barrel tank gun on the line of the direction of the shot in unstable value of the coefficient of viscosity of the working fluid of the hydraulic system.

УДК 629.113-585.52

*Безлепкин А.А., Кошман В.А., Смоляков В.А., Стримовский С.В. канд. техн. наук;
Толстоуцкий В.А., канд. техн. наук*

ОБ ОСОБЕННОСТЯХ ПОСТРОЕНИЯ АЛГОРИТМА УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ МНОГОЦЕЛЕВОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Введение. Несмотря на успехи в создании опытных образцов электромеханических, гибридных и вариаторных трансмиссий для транспортных колесных машин автоматизированные гидромеханические трансмиссии сохраняют свою конкурентоспособность на многоцелевых колесных машинах специального назначения. Это связано с тем, что этот тип трансмиссии надежно работает в различных дорожных и климатических условиях, обеспечивает передачу крутящего момента от двигателя к ведущим колесам без ударных нагрузок и разрыва потока мощности, прост в управлении для водителя, имеет наименьшие габаритные размеры, вес и наименьшую стоимость изготовления в сравнении с выше перечисленными типами трансмиссий. Поэтому в настоящее время для проектируемых и модернизируемых машин рассматриваемого класса разрабатываются все более совершенные конструкции автоматизированных гидромеханических трансмиссий, основой которых является гидромеханическая коробка передач с системой автоматического управления. Эффективность эксплуатации многоцелевых колесных машин специального назначения, оснащенных автоматизированными гидромеханическими трансмиссиями, а также надежность их функционирования напрямую зависят как от качества разработки и изготовления гидромеханической коробки передач, так и от характеристик примененной системы автоматического управления. Таким образом, вопросы разработки и совершенствования системы автоматического управления гидромеханической коробкой передач продолжают быть актуальными.

Анализ последних достижений и публикаций. В настоящее время все производители автоматизированных гидромеханических коробок передач для многоцелевых колесных машин специального назначения выполняют их по единой схеме [1]. В гидромеханической коробке последовательно соединены комплексная гидropередача и механическая ступенчатая планетарная коробка передач. Для управления работой гидромеханической коробкой передач применяют систему автоматического управления микропроцессорного типа (рис. 1), которая имеет также единую идеологию построения. В такой системе информация о текущем состоянии двигателя и гидромеханической коробки передач поступает от датчиков в микропроцессорный блок управления. Микропроцессорный блок управления обрабатывает эту информацию по записанному в нем алгоритму и выдаёт управляющие сигналы на исполнительные устройства. Применение системы автоматического управления микропроцессорного типа обосновано тем, что она позволяет контролировать большое количество параметров, может обеспечить выполнение закона управления с тактом до 5 мс, что позволяет решать задачу управления в темпе не ниже, чем скорость протекания управляемых процессов в гидромеханической коробке передач и поршневом двигателе внутреннего сгорания.

Основными отличиями в конструкциях разных серий автоматизированных гидромеханических коробок передач являются наличие разного количества передач для движения вперед-назад и применение разных методов построения алгоритма управления [2]. Выбор количества передач на этапе проектирования зависит от веса разрабатываемой машины, силового и кинематического диапазонов применяемого двигателя, а

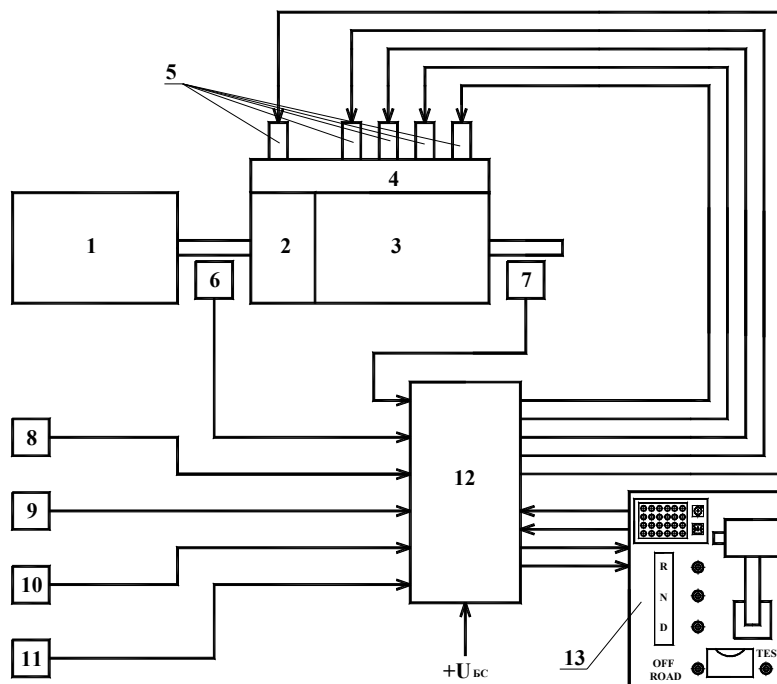


Рис. 1. Структурная схема микропроцессорной системы автоматического управления гидромеханической коробкой передач: 1 – двигатель; 2 – комплексная гидропередача; 3 – механическая ступенчатая планетарная коробка передач; 4 – гидрораспределитель; 5 – электрогидро-клапана переключения передач и блокировки комплексной гидропередачи; 6 – датчик частоты вращения коленчатого вала двигателя; 7 – датчик частоты вращения выходного вала коробки передач; 8 – датчик положения педали подачи топлива; 9-датчик пережатия демпфера; 10 – датчик полного нажатия педали тормоза; 11 – датчик температуры масла комплексной гидропередачи и коробки; 12 – микропроцессорный блок управления; 13 – пульт выбора режима движения и индикации.

правильность построения алгоритма управления гидромеханической коробкой передач влияет на достижение полной реализации технических возможностей силовой установки и определяет характеристики подвижности машины в целом. Поэтому разработка и построение эффективного алгоритма управления гидромеханической коробкой передач является важной научно-технической задачей.

В направлении развития теории управления гидромеханическими коробками передач работали и продолжают работать многие ученые и конструктора. Наиболее известные из них М.А. Айзерман, В.А. Петров, О.С. Руктешель, Л.В. Крайнык, Л.Г. Красневский, М.В. Нагайцев, С.А. Харитонов, Е.Г. Юдин, F. Mathias, A. Ronaid, J. Witiiam [3, 4]. В их работах указаны необходимые информационные параметры для построения системы автоматического управления гидромеханической коробкой передач, описаны методики поиска оптимальных точек переключения передач по характеристике силовой установки в координатах скорость машины – положение педали подачи топлива и скорость машины – ускорение машины – положение педали подачи топлива, обоснованы условия выполнения блокировки-разблокировки разных видов гидропередач при разгоне машины и движении на текущей передаче на основе анализа характеристик совместной работы двигателя и соответствующей гидропередачи, отношения значений текущего расхода топлива к текущей величине коэффициента полезного действия гидропередачи. Также предложен принцип двух программного управления гидромеханической коробкой передач, который выделяет два основных режима движе-

ния транспортной машины – экономичный и динамичный. Определены критерии адаптивного выбора моментов переключения передач, которые базируются на данных ускорения транспортной машины, положения педали подачи топлива, а также скорости изменения положения педали подачи топлива. Это позволяет разрабатывать адаптивные системы автоматического управления гидромеханической коробкой передач, как к изменяющимся дорожным условиям, так и стилю вождения машины.

Однако, во всех рассмотренных работах, посвященных управлению гидромеханическими коробками передач, не уделялось внимание случаям появления циклических переключений передач между пониженной-повышенной или повышенной-пониженной передачами в моменты нажатия или отпущения педали подачи топлива. Это в свою очередь приводит к увеличению расхода топлива, снижению динамики разгона машины и уменьшению ресурса работы трансмиссии, что требует дальнейшего проведения исследований в этом направлении.

Цель и постановка задачи. Данная работа ставит своей целью определение причины возникновения циклических переключений передач во время нажатия и отпущения педали подачи топлива, и критериев в алгоритме управления гидромеханической коробкой передач, которые позволят исключить эти переключения.

Основная часть. В современных микропроцессорных системах управления гидромеханическими коробками передач алгоритм построения закона управления имеет табличную форму представления. Это связано с тем, что математически описать работу поршневого двигателя внутреннего сгорания с гидромеханической коробкой передач на транспортной машине, возможно только системой дифференциальных уравнений второго порядка [5]. Для решения этих уравнений численными методами в реальном масштабе времени с тактом решения задачи не превышающем скорость протекания управляемых процессов в поршневом двигателе внутреннего сгорания и гидромеханической коробке передач требуются дорогостоящие 32-разрядные специализированные микро-ЭВМ с тактовой частотой от 150 МГц и выше. Поэтому на практике в память микропроцессорного блока управления записывают массив эталонных значений, содержащий величины положения педали подачи топлива и соответствующие им максимально возможные частоты вращения выходного вала коробки передач. Система автоматического управления измеряет текущие значения этих величин. После чего из массива данных выбирается диапазон положения педали, в который попадает измеренная величина, и соответствующее ему значение частоты вращения выходного вала коробки передач. В результате выполняется сравнение измеренного значения частоты вращения выходного вала коробки передач с соответствующим эталонным значением. Таким образом, микропроцессорный блок управления определяет момент и направление переключения передачи. Такой подход позволяет реализовать проверку условий закона управления с тактом от 100 до 5мс посредством сравнительно недорогих 8-ми или 16-ти разрядных микроконтроллеров с тактовой частотой до 30 МГц [6].

Следует отметить, что в современных микропроцессорных блоках управления гидромеханическими коробками передач в памяти записывается несколько массивов эталонных значений положения педали подачи топлива и частоты вращения выходного вала коробки передач, которые задают экономичный, динамичный или любой промежуточный режим движения, адаптирующийся под соответствующий стиль вождения водителя. Рассмотрим подробнее один из массивов данных, входящий в состав алгоритма управления гидромеханической коробкой передач украинского бронетранспортера БТР-4Е. В таблице представлены эталонные значения частоты вращения выходного вала коробки передач при заданных диапазонах положения педали подачи топлива.

Частотная характеристика силовой установки бронетранспортера БТР-4Е

Положение педали подачи топлива		Номер передачи (j)								
		I→II	II→III	III→IV	IV→V		V→IV	IV→III	III→II	II→I
№ (i) диап.	диапазон, %	Частота вращения выходного вала коробки передач, мин ⁻¹								
1	0-30	210	475	655	915		780	560	360	120
2	30-60	260	500	850	1190		955	670	410	170
3	60-90	300	590	1045	1530		1300	865	480	215
4	90-100	330	785	1235	1700		1465	1045	655	260

В результате анализа табличных данных первым возникает замечание, связанное с большой величиной шага дискретизации положений педали подачи топлива. С одной стороны, это приводит к увеличению погрешности точности воспроизведения закона управления гидромеханической коробкой передач. С другой стороны, уменьшение шага дискретизации значительно увеличивает объем данных массивов эталонных значений, размер которых ограничивается объемом памяти микропроцессорного блока управления. Кроме того, большие размеры массивов эталонных значений приводят к увеличению времени решения задачи управления из-за необходимости выполнения большого количества выборок для сравнения. Поэтому для уменьшения погрешности точности воспроизведения закона управления гидромеханической коробкой передач контрольные значения частоты вращения выходного вала коробки передач определяют методом линейной интерполяции на основании данных, приведенных в таблице. Правильность такого подхода подтверждается тем, что нелинейная характеристика зависимости изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя от положения педали подачи топлива на отдельных участках приближается к линейно характеристике и с достаточной точностью может быть представлена кусочно-линейной кривой рис. 2.

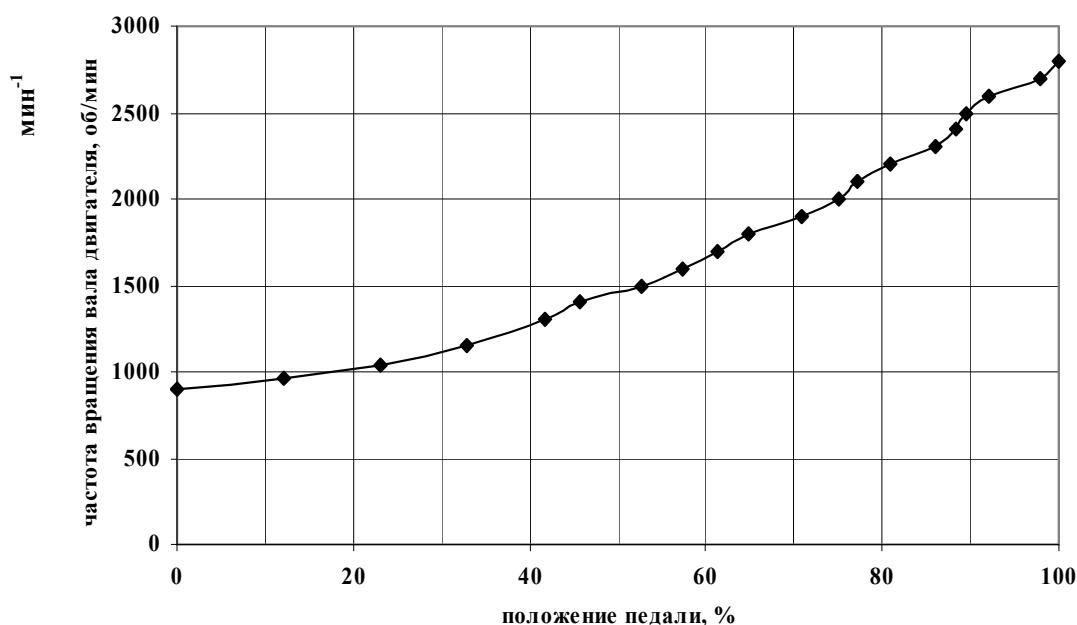


Рис.2. Зависимость частоты вращения коленчатого вала двигателя 3ТД-3 от положения педали подачи топлива

Формула определения контрольных значений частоты вращения выходного вала коробки передач имеет следующий вид [7]:

$$n_B = n(i-1, j) + \frac{[n(i, j) - n(i-1, j)] \cdot [R_{tk} - R_{tk}(i-1, j)]}{R_{tk}(i, j) - R_{tk}(i-1, j)}, \quad (1)$$

где $n_B = n(i, j)$ – вычисленное значение частоты вращения выходного вала коробки передач, соответствующее текущему положению педали подачи топлива $R_{tk}(i, j)$; i – номер диапазона положения педали [1..4]; j – номер передачи; $n(i, j)$, $n(i-1, j)$ – константы, соответствующие значениям частоты вращения выходного вала коробки передач зависящим от диапазона положения педали подачи топлива и номера текущей передачи, приведенные в таблице; $R_{tk}(i, j)$, $R_{tk}(i-1, j)$ – значения конечных границ диапазонов положения педали подачи топлива, приведенных в таблице.

Дальнейшее исследование табличного способа представления закона управления гидромеханической коробкой передач показало, что имеют место циклические переключения передач между пониженной-повышенной или повышенной-пониженной передачами во время нажатия или отпущения педали подачи топлива. Определим условия и причины их возникновения. Для этого проанализируем работу системы автоматического управления по рассматриваемому закону управления гидромеханической коробкой передач.

Предположим, колесная машина движется на III передаче со скоростью, которая соответствует 450 мин^{-1} частоты вращения выходного вала коробки передач. При этом водитель удерживает педаль подачи топлива в диапазоне №2, который соответствует области 30-60 % нажатия педали подачи топлива. В этом случае не выполняются ни условие включения IV, ни условие включения II передачи. Если водитель захочет увеличить скорость движения машины и быстро переведет педаль подачи топлива из диапазона №2 в диапазон №3, который соответствует области 60-90 % нажатия педали, то выполнится условие включения II передачи. Это произойдет из-за того, что частота вращения выходного вала коробки передач увеличится только через несколько секунд с момента перемещения педали подачи топлива из диапазона №2 в диапазон №3. Причиной такого протекания управляемых процессов в системе двигатель-трансмиссия является инерционность узлов трансмиссии и машины в целом. При этом, после включения II передачи, автоматически включится III передача, поскольку произойдет резкое увеличение частоты вращения коленчатого вала двигателя, которое приведет к выполнению условия включения III передачи, соответствующего диапазону №3 положения педали подачи топлива. Кроме того, возможно включение и IV передачи при новом положении педали подачи топлива.

Таким образом, получаем, что для небольшого увеличения скорости движения машины при перемещении водителем педали подачи топлива из диапазона №2 в диапазон №3 система автоматического управления может выполнить два или три переключения, одно из которых является переключением на пониженную передачу. В этом случае появление условия переключения на пониженную передачу не обосновано ни увеличением силы сопротивления движению машины, ни желанием водителя получить разгон машины с максимальным ускорением и его выполнение следует запретить. Поскольку текущие дорожные условия не предполагали включения пониженной передачи, а водитель не задавал режим разгона с максимальным ускорением и разгонять машину следует на III передаче до тех пор, пока не возникнет условие включения IV передачи. Эффект переключения на пониженную передачу при разгоне машины используется в современных микропроцессорных системах автоматического управления гидромехани-

ческими коробками передач только в случае быстрого перемещения водителем педали подачи топлива из диапазонов №1 или №2 в положение 100% нажатия педали. Он называется режимом «kick-down» и предполагает выполнение разгона машины с максимальным ускорением. Но в этом случае исключается частое циклическое переключение между передачами из-за того, что машина выполняет разгон на внешней скоростной характеристике двигателя.

Подобные условия нежелательного включения повышенной передачи происходят при отпускании педали подачи топлива. Рассмотрим их. Предположим, колесная машина двигается на III передаче со скоростью, которая соответствует 700 мин^{-1} частоты вращения выходного вала коробки передач. При этом водитель удерживает педаль подачи топлива в диапазоне №2. Также в этом случае не выполняются ни условие включения IV, ни условие включения II передач. Если водитель захочет уменьшить скорость движения машины и быстро переведет педаль подачи топлива из диапазона №2 в диапазон №1, который соответствует 0-30 % нажатия педали, то выполнится условие включения IV передачи. Это происходит также в результате запаздывания уменьшения частоты вращения выходного вала коробки передач по отношению к перемещению педали подачи топлива из диапазона №2 в диапазон №1. Переключение на повышенную передачу будет длиться до тех пор, пока не уменьшится величина частоты вращения выходного вала коробки передач до контрольного значения включения III передачи, соответствующего диапазону №1 положения педали подачи топлива. В этом случае также, частота вращения выходного вала коробки передач будет продолжать уменьшаться до величины соответствующей новому положению педали подачи топлива, в результате этого возможно выполнение условия включения I передачи. Таким образом, получаем, что для снижения скорости движения машины при перемещении водителем педали подачи топлива из диапазона №2 в диапазон №1 система автоматического управления может выполнить тоже два или три переключения, одно из которых является переключением на повышенную передачу. При этом, включение IV передачи будет способствовать не снижению, а увеличению скорости движения машины, особенно если она движется под уклон. Поэтому в этом случае снижать скорость движения машины необходимо на III передаче до появления условий включения II и I передач, а выполнение условия включения IV передачи следует запретить.

Таким образом, в результате наличия инерционных масс узлов трансмиссии и транспортной машины в целом при быстром нажатии или отпускании педали подачи топлива возникают условия нежелательных циклических переключений, как между пониженной-повышенной, так и между повышенной-пониженной передачами. Исключить эти циклические переключения возможно посредством введения в алгоритм управления гидромеханической коробкой передач признаков запрета включения низших П_ЗВН или высших П_ЗВВ передач. Одним из критериев признаков П_ЗВН и П_ЗВВ является условие определения нажатия или отпускания педали подачи топлива. Если система автоматического управления гидромеханической коробкой передач определяет, что в текущий момент времени водитель выполняет нажатие или отпускание педали подачи топлива, то на это время она должна запретить включение соответственно низших или высших передач. Определить наличие перемещения педали подачи топлива и его направление возможно путем выполнения вычисления производной сигнала положения педали подачи топлива R_t и определения ее знака. Для объединения условий определения направления перемещения педали подачи топлива введем признаки отпускания П_ОПТ и нажатия П_НПТ педали подачи топлива, которые имеют следующий вид:

$$\Pi_{\text{ОПТ}} = \begin{cases} 1, & \text{если } R'_t \leq C_{\text{оп}} \\ 0, & \text{если } R'_t > C_{\text{оп}} \end{cases}, \quad \Pi_{\text{НПТ}} = \begin{cases} 1, & \text{если } R'_t \geq C_{\text{нп}} \\ 0, & \text{если } R'_t < C_{\text{нп}} \end{cases}, \quad (2)$$

где $C_{\text{оп}}$ и $C_{\text{нп}}$ – константы, которые соответственно равны $C_{\text{оп}} = -0,1 \text{ с}^{-1}$ и $C_{\text{нп}} = 0,1 \text{ с}^{-1}$; R'_t – это фильтрованное значение производной сигнала положения педали подачи топлива, которое вычисляется по формуле [7]:

$$R'_t = C_1 * R'_t(i-1) + C_2 * (R_t - R_t(i-1)), \quad (3)$$

где R'_t , $R'_t(i-1)$ – значения фильтрованной производной от сигнала R_t на текущем и предыдущем шагах вычисления; R_t , $R_t(i-1)$ – значения сигнала положения педали подачи топлива на текущем и предыдущем шагах вычисления; C_1 , C_2 – постоянные времени вычисляются по формуле:

$$C_1 = \frac{T_{\text{фр}} - \Delta h_{\text{р}}}{T_{\text{фр}}}, \quad C_2 = \frac{1}{T_{\text{фр}}}, \quad (4)$$

где $T_{\text{фр}} = 0,25 \text{ с}$; $\Delta h_{\text{р}}$ – время такта вычислений, равное $\Delta h_{\text{р}} \leq 0,1 * T_{\text{фр}}$.

Значения производной R'_t фильтруется с целью предотвращения влияния помех на ее величину, которая получена на основе измеренных данных за время $\Delta h_{\text{р}}$. Помехи могут возникать в результате наличия самопроизвольных колебаний ноги водителя вследствие усталости или от влияния колебаний подвески колесной машины.

Как уже было сказано выше для определения признаков $\Pi_{\text{ЗВН}}$ и $\Pi_{\text{ЗВВ}}$ одного критерия определения наличия перемещения педали и его направления недостаточно. Поскольку, после того как водитель переведет педаль подачи топлива в новое положение частота вращения выходного вала коробки передач будет продолжать увеличиваться или уменьшаться некоторое время. Это время определяется суммарным моментом инерции вращающихся масс машины и величиной разности силы тяги и суммарной силы сопротивления движению. Это следует из уравнения движения транспортной машины [5]:

$$m \cdot j = P_{\text{тяги}} - \sum P_{\text{сопр}}, \quad (5)$$

где m – масса машины, кг; j – ускорение машины м/с^2 ; $P_{\text{тяги}}$ – сила тяги на ведущих колесах, Н; $\sum P_{\text{сопр}}$ – суммарная сила сопротивления движению, Н, которая включает в себя силы сопротивления качению, сопротивления подъему и аэродинамическое сопротивление.

Определить установившееся движение, разгон или ускорение машины возможно посредством вычисления ее ускорения и определения знака ускорения. Поскольку величина ускорения машины изменяется прямо пропорционально величине ускорения выходного вала коробки передач и имеет одинаковое направление, то достаточно вычислить производную сигнала частоты вращения выходного вала коробки передач по следующему соотношению [7]:

$$n_{\text{док}} = C_3 \cdot n'_{\text{док}}(i-1) + C_4 \cdot (n_{\text{док}} - n_{\text{док}}(i-1)), \quad (6)$$

где $n'_{\text{док}}$, $n'_{\text{док}}(i-1)$ – значения фильтрованной производной от частоты вращения выходного вала коробки передач на текущем и предыдущем шагах вычисления; $n_{\text{док}}$, $n_{\text{док}}(i-1)$ – значения частоты вращения выходного вала коробки передач на текущем и предыдущем шагах вычисления; C_3 , C_4 – постоянные времени вычисляются по формуле:

$$C_3 = \frac{T_{\text{фк}} - \Delta h_{\text{к}}}{T_{\text{фк}}}, \quad C_4 = \frac{1}{T_{\text{фк}}}, \quad (7)$$

где $T_{\text{фк}} = 0,25 \text{ с}$; $\Delta h_{\text{к}}$ - время такта вычислений, равное $\Delta h_{\text{к}} \leq 0,1 \cdot T_{\text{фк}}$.

Значения производной $n'_{\text{док}}$ фильтруется с целью предотвращения влияния помех на ее величину, которые возникают в результате наличия крутильных колебаний.

Таким образом, получаем общие критерии признаков П_ЗВН и П_ЗВВ:

$$\text{П_ЗВН} = \begin{cases} 1, \text{ если П_НПТ} = 1 \\ \text{и после П_НПТ} = 0 \text{ до момента, когда } n'_{\text{док}} \leq 0 \\ 0, \text{ в остальных случаях} \end{cases} \quad (8)$$
$$\text{П_ЗВВ} = \begin{cases} 1, \text{ если П_ОПТ} = 1 \\ \text{и после П_ОПТ} = 0 \text{ до момента, когда } n'_{\text{док}} \geq 0 \\ 0, \text{ в остальных случаях} \end{cases}$$

Применение этих критериев в алгоритме управления гидромеханической коробкой передач позволит исключить нежелательные циклические переключения между пониженной-повышенной и повышенной-пониженной передачами.

Выводы.

1. С целью уменьшения погрешности воспроизведения закона управления гидромеханической коробкой передач в системе автоматического управления микропроцессорного типа при построении алгоритма управления необходимо выполнять линейную интерполяцию контрольных значений табличных данных закона управления.

2. Причиной возникновения циклических переключений передач между пониженной-повышенной или повышенной-пониженной передачами в моменты нажатия или отпускания водителем педали подачи топлива является наличие инерционности узлов трансмиссии и машины в целом.

Для исключения появления циклических переключений передач в моменты нажатия и отпускания водителем педали подачи топлива в алгоритм управления гидромеханической коробкой передач введены критерии определения перемещения педали подачи топлива и его направления, а также критерии определения ускорения выходного вала коробки передач и его направления.

Литература: 1. Александров Е.Е. Перспективы применения гидромеханической трансмиссии с микропроцессорной системой управления на военных машинах / Е.Е. Александров, С.В. Стримовский // *Механіка та машинобудування*. – 2006. – №1. – С. 92–98. 2. Александров Е.Е. Выбор информационных параметров для разработки системы автоматического управления гидромеханической трансмиссией транспортного средства / Е.Е. Александров, С.В. Стримовский // *Механіка та машинобудування*. – 2007. – №1. – С. 27–35. с. 3. Красневский Л.Г. Управление гидромеханическими многоступенчатыми передачами мобильных машин / Л. Г. Красневский – Мн.: Наука и техника, 1990. – 256 с. 4. Крайнык Л.В. Электронные системы управления гидромеханическими передачами автомобилей / Крайнык Л.В., Вильковский Е.К., Дзядык М.Н. – М.: НИИНавтопром, 1978. – (книга в 2-х частях) – Ч. 1. 51с. 5. Борисюк М.Д. Дослідження характеристик рухливості легкоброньованої колісної військової машини з гідромеханічною трансмісією / М.Д. Борисюк, В.О. Толстолицький, С.В. Стрیمовський, В.М. Соловйов // *Інтегровані технології та енергозбереження*. – 2010. – №4. – С. 102 – 108. 6. Александров Е.Е. Выбор микропроцессорной техники для проектирования электронных блоков управления двигателем или трансмиссией транспортных средств / Е.Е. Александров, С.В.Стримовский //

Механіка та машинобудування. – 2006. – №1. – С. 224–228. 7. Бесекерский В.А., Системы автоматического управления с микроЭВМ / В.А. Бесекерский, В.В. Изранцев. – М.: Наука, 1987 – 320с.

Bibliography (transliterated): 1. Aleksandrov E.E. Perspektivy primeneniya gidromehaničeskoj transmissii s mikroprocessornoj sistemoj upravlenija na voennyh mashinah / E.E. Aleksandrov, S.V. Strimovskij // *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – 2006. – №1. – S. 92–98. 2. Aleksandrov E.E. Vybor informacionnyh parametrov dlja razrabotki sistemy avtomatičeskogo upravlenija gidromehaničeskoj transmissiej transportnogo sredstva / E.E. Aleksandrov, S.V. Strimovskij // *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – 2007. – №1. – S. 27–35. s. 3. Krasnevskij L.G. Upravlenie gidromehaničeskimi mnogostupenčatymi peredachami mobil'nyh mashin / L. G. Krasnevskij – Mn.: Nauka i tehnika, 1990. – 256 s. 4. Krajnyk L.V. Jelektronnye sistemy upravlenija gidromehaničeskimi peredachami avtomobilej / Krajnyk L.V., Vil'kovskij E.K., Džjadyk M.N. – M.: NIINavtoprom, 1978. – (kniga v 2-h chastjah) – Ch. 1. 51 s. 5. Borisjuk M.D. Doslidzhennja harakteristik ruhivosti legkobron'ovanoj kolisnoj vijs'kovoj mashini z gidromehaničnoju transmisieju / M.D. Borisjuk, V.O. Tolstoluc'kij, S.V. Strimovskij, V.M. Solovjov // *Integrovani tehnologii ta energozberezhenija*. – 2010. – №4. – S. 102 – 108. 6. Aleksandrov E.E. Vybor mikroprocessornoj tehniki dlja proektirovanija jelektronnyh blokov upravlenija dvigatelem ili transmissiej transportnyh sredstv / E.E. Aleksandrov, S.V. Strimovskij // *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – 2006. – №1. – S. 224–228. 7. Besekerskij V.A., *Sistemy avtomatičeskogo upravlenija s mikroJeVM / V.A. Besekerskij, V.V. Izrancev*. – M.: Nauka, 1987 – 320s.

Безлепкін О.А., Кошман В.О., Смоляков В.А., Стрімівський С.В., Толстолуцький В.О.
ПРО ОСОБЛИВОСТІ ПОБУДОВИ АЛГОРИТМУ КЕРУВАННЯ
ГІДРОМЕХАНІЧНОЮ КОРОБКОЮ ПЕРЕДАЧ БАГАТОЦІЛЬОВОЇ
КОЛІСНОЇ МАШИНИ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Проведено аналіз побудови та роботи алгоритму керування гідромеханічною коробкою передач у мікропроцесорній системі автоматичного керування. Визначено причини та умови виникнення циклічних перемикань передач під час натискання і відпускання педалі подачі палива. Запропоновано метод зменшення погрішності виконання закону керування гідромеханічною коробкою передач у мікропроцесорній системі автоматичного керування та критерії, які дозволяють виключити циклічні перемикання передач.

Безлепкин А.А., Кошман В.А., Смоляков В.А., Стрімівський С.В., Толстолуцький В.А.
ОБ ОСОБЕННОСТЯХ ПОСТРОЕНИЯ АЛГОРИТМА УПРАВЛЕНИЯ
ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ МНОГОЦЕЛЕВОЙ
КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Проведен анализ построения и работы алгоритма управления гидромеханической коробкой передач в микропроцессорной системе автоматического управления. Определены причины и условия возникновения циклических переключений передач во время нажатия и отпусканя педали подачи топлива. Предложен метод уменьшения погрешности выполнения закона управление гидромеханической коробкой передач в микропроцессорной системе автоматического управления и критерии, которые разрешают исключить циклические переключения передач.

Bezlepkin A.A., Koshman V.A., Smolyakov V.A., Strimovskiy S.V., Tolstolutskiy V.A.
ABOUT CONSTRUCTION FEATURES OF CONTROL
HYDROMECHANICAL GEAR-BOX ALGORITHM FOR
MULTI-PURPOSE WHEELED SPECIAL-PURPOSE VEHICLE

Construction and functionality of microprocessor automatic control system of hydro-mechanical gear-box was analysed. The reasons and conditions of the cycle appearance of gear turning during fuel pedal manipulations were found. The method and criteria of mistake decrease was proposed for automatic control system law, that allows to decrease the cyclic gear switching.

УДК 536.2: 519.6

*Бреславский Д.В., д-р техн. наук; Погорелов С.Ю., канд. техн. наук;
Счастливец К.Ю., Батырев Б.И., Кузнецов Ю.А., канд. техн. наук; Олейник С.В.*

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ГРАДИЕНТОВ ВОЛОКОННО-ОПТИЧЕСКОГО ГИРОСКОПА ОИУС501

Актуальность темы. В последнее время в современной авиационно-космической технике широко используются бесплатформенные инерциальные навигационные системы на основе новых, волоконно-оптических гироскопов (ВОГ). Внедрение этих систем требует выполнения широкого цикла исследований, направленных на выявления пределов применимости, точности, надежности и других их эксплуатационных характеристик. Данная статья посвящена решению одного из подобных вопросов — разработке методики определения изменения температуры, происходящего при работе ВОГ. Полученные при этом закономерности используются при тарировке приборов. В связи с высокой чувствительностью ВОГ задача точного определения значений температуры внутри приборов, а также ее изменения с течением времени, является актуальной и практически важной.

Постановка проблемы. В рамках выполнения совместной научно-исследовательской работы НТУ «ХПИ» и «ХАРТРОН-АРКОС» по созданию бесплатформенной инерциальной навигационной системы БИБ(БАИБ) на основе волоконно-оптических гироскопов ОИУС501 производства ООО НПК «Оптолинк» (Зеленоград, Россия), была сформулирована задача создания методики определения температурных дрейфов для ВОГ.

В настоящее время с целью повышения точности измерения угловой скорости волоконно-оптическими и лазерными гироскопами используется подход, основанный на постобработке измерений угловой скорости согласно алгоритмической модели, называемой температурной моделью ошибок измерения. В настоящее время широкое распространение получило использование модели зависимости ошибок измерения (дрейфов) волоконно-оптического гироскопа в виде полинома третьей степени [1]:

$$\begin{aligned}\Omega(\tau, \Delta\tau) = & K00 + K10 \cdot \tau + K20 \cdot \tau^2 + K30 \cdot \tau^3 + \\ & + K01 \cdot \Delta\tau + K02 \cdot \Delta\tau^2 + K03 \cdot \Delta\tau^3 + \\ & + K11 \cdot \tau \cdot \Delta\tau + K21 \cdot \tau^2 \cdot \Delta\tau + K31 \cdot \tau^3 \cdot \Delta\tau,\end{aligned}$$

где: $K00, K10, K20, K30, K01, K02, K03, K11, K21, K31$ – параметры модели, определяемые в ходе паспортизации прибора; τ - температура; $\Delta\tau$ - временной температурный градиент.

При реализации данного подхода в устройствах измерения угловой скорости возникает проблема измерения температурного градиента. Практически температурный градиент в заданной точке исследуемого объекта может быть измерен двумя способами:

1. путём численного дифференцирования по времени показаний температурного датчика в заданной точке;
2. путём вычисления разности между показаниями температурного датчика в заданной точке и температурного датчика, находящегося в другой точке того же объекта.

Первая методика требует более дорогостоящего и сложного аппаратного обеспечения, так как предполагает наличие не только датчика температуры, но и датчика временных интервалов, поэтому с этой точки зрения предпочтительнее использовать вторую методику. В данной работе проводится сравнительное исследование двух вышеперечисленных методик измерения температурного градиента ВОГ ОИУС501, а также проводится выбор мест расположения датчиков при применении разностной методики измерения градиентов.

Математическая постановка задачи. Рассмотрим трехмерное тело, занимающее объем Ω с границей области Γ . Тело подвержено воздействию тепловых потоков $q(x,y,z,t)$, также внутри тела могут наличествовать внутренние тепловые источники, плотность которых обозначим $Q(x,y,z,t)$. Обозначим функцию распределения температуры внутри области Ω как $\varphi = \varphi(x, y, z, t)$ – функцию координат и времени.

Для определения неизвестного распределения температур $\varphi(x, y, z, t)$ необходимо решить дифференциальное уравнение нестационарной теплопроводности [2]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial \varphi}{\partial z} \right) + Q - \rho c \frac{\partial \varphi}{\partial t} = 0 \quad (1)$$

где k – коэффициент теплопроводности материала; c – удельная теплоемкость материала; ρ – плотность материала.

Как обычно, для однозначности решения дифференциального уравнения (1), к нему должны быть добавлены краевые и начальные условия [2, 3].

В качестве начальных условий обычно задаются исходные распределения температуры φ по объему Ω .

$$\varphi(x, y, z, 0) = \bar{\varphi}(x, y, z) \text{ в } \Omega \quad (2)$$

В качестве краевых условий рассматриваются следующие:

1. Заданные значения теплового потока на части поверхности тела Γ_q (условие 2-го рода):

$$-k \frac{\partial \varphi(x, y, z, t)}{\partial n} \Big|_{\Gamma_q} = \bar{q}_n, \quad (3)$$

где n – нормаль к поверхности тела Γ .

2. Теплообмен по закону Ньютона:

$$\frac{\partial \varphi(x, y, z, t)}{\partial x} \Big|_{\Gamma_n} = -\alpha(\varphi(x, y, z, t) - \theta(t)) \quad (4)$$

где α – коэффициент теплообмена, $\theta(t)$ – известная температура окружающей среды.

Описание расчётной модели ВОГ. В работе создана модель ВОГ с упрощённой внутренней структурой, позволяющая не принимать во внимание несущественные конструктивные особенности, не влияющие на процессы теплопроводности. Модель состоит из основания, катушки и крышки (рис. 1).

В качестве поверхностей, для которых установлены краевые условия второго рода, была принята внешняя поверхность катушки в предположении, что в катушке кабеля имеют место потери энергии, а также установочная поверхность многофункционального интегрального оптического элемента «ЛазерТелам» в предположении, что данный элемент является основным источником энергии для ВОГ.

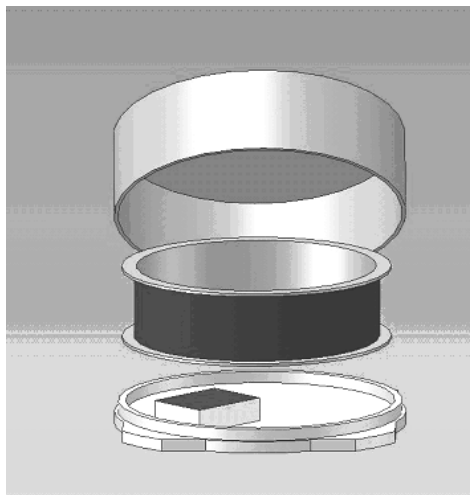


Рис.1. Упрощенная модель ВОГ

Суммарная мощность потребления ВОГ согласно конструкторской документации и проведённым измерениям энергопотребления в заданных условиях эксплуатации была принята 1.8 Вт. Данная суммарная мощность была в первом приближении распределена в следующих пропорциях: 1.2 Вт на установочной поверхности элемента «ЛазерТелам» и 0.6 Вт на внешней поверхности катушки. Использовалось предположение, что основное выделение энергии происходит на основании ВОГ в электронных и оптических элементах, а остальная часть выделяется в катушке в виде потерь. В качестве модели теплообмена между элементами ВОГ был принят теплообмен путём теплопередачи в предположении малости величины теплообмена конвекцией и излучением.

В качестве материала всех элементов модели ВОГ был принят алюминиевый сплав со следующими теплофизическими характеристиками [4]:

Коэффициент теплопроводности $k = 160 \text{ Вт}/(\text{К} \cdot \text{м})$;

Плотность $\rho = 2700 \text{ кг}/\text{м}^3$;

Теплоёмкость $c = 960 \text{ Дж}/\text{м}^3$.

Предусмотрена возможность уточнения теплофизических свойств материала для каждого элемента модели ВОГ в отдельности.

В качестве модели теплообмена с окружающей средой была выбрана модель теплообмена по закону Ньютона в форме конвекции с верхней и боковых внешних поверхностей крышки. Для модели конвективного теплообмена были приняты следующие параметры, характерные для интенсивного ламинарного и локонообразного движения среды: $20 \text{ Вт}/(\text{К} \cdot \text{м}^2)$ для верхней поверхности крышки и $15 \text{ Вт}/(\text{К} \cdot \text{м}^2)$ для боковых поверхностей.

Внешние условия были смоделированы в виде изменяющейся температуры окружающей среды от +283 до +303 К и скоростью изменения 10 К/час. Циклограмма изменения температуры окружающей среды приведена на рис. 2.

Метод решения. В качестве метода решения поставленной начально-краевой нестационарной задачи теплопроводности (1) с дополнительными условиями (2) - (5) применим метод конечных элементов (МКЭ) [5]. МКЭ является расширением метода взвешенных невязок (МВН) на случай кусочно-определённых базисных функций [6].

Вначале рассмотрим решение стационарной задачи теплопроводности, когда $\varphi = \varphi(x, y, z)$. Неизвестные значения температуры будем аппроксимировать с помощью

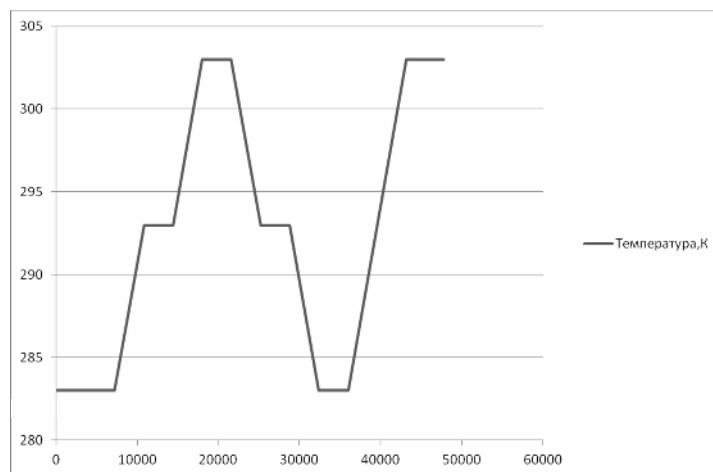


Рис. 2. Циклограмма изменения температуры окружающей среды во времени

так называемых базисных функций или функций формы N_m . В отличие от общего метода взвешенных невязок аппроксимация будет проводиться не для всей области Ω , а для некоторых подобластей Ω^e , суммарно составляющих область Ω :

$$\sum_{e=1}^E \Omega^e = \Omega; \quad \varphi \approx \hat{\varphi} = \sum_{m=1}^M \varphi_m N_m \quad (5)$$

Эти подобласти, обычно простой геометрической формы, называются конечными элементами [4, 5]. Для моделирования трехмерных процессов используют конечные элементы в виде тетраэдров или параллелепипедов, часто с криволинейными границами. φ_m - узловые значения температуры. Узлы – точки на границах элементов.

В работе для расчетов использован 10-узловой трёхмерный элемент в форме тетраэдра (рис.3) [6].

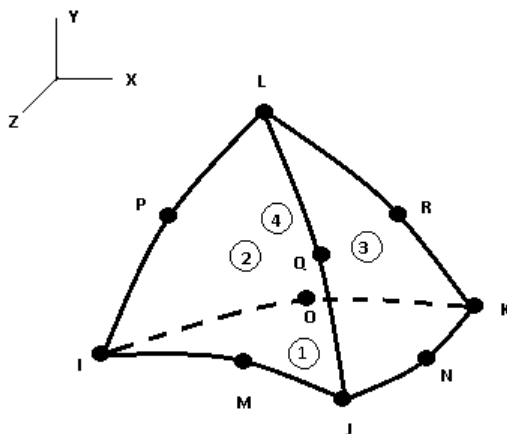


Рис. 3. 10-узловой трёхмерный элемент в форме тетраэдра

Следуя подходам МВН и МКЭ, минимизируем невязку, которая получится при подстановке аппроксимации (5) в дифференциальное уравнение (1), а также в краевые условия типа (3) – (4).

$$\int_{\Omega^e} W_e R_{\Omega} d\Omega + \int_{\Gamma^e} \bar{W}_e R_{\Gamma} d\Gamma = 0 \quad (6)$$

Подобная процедура минимизации и обеспечивает нахождение наилучших аппроксимирующих значений температуры в конечных элементах. В выражении (6):

$$R_{\Omega} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial \hat{\varphi}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial \hat{\varphi}}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial \hat{\varphi}}{\partial z} \right) + Q \quad (7)$$

- невязка, получаемая в результате подстановки аппроксимации (5) в дифференциальное уравнение (1); R_{Γ} – невязка по краевым условиям. Так, например,

$$R_{\Gamma} = \left. \hat{\varphi} \right|_{\Gamma_{\varphi}} - \bar{\varphi} \text{ для условий 1го рода, } R_{\Gamma} = -k \left. \frac{\partial \hat{\varphi}}{\partial n} \right|_{\Gamma_q} - q_n \text{ - для условий 2го рода и т.д.}$$

W_e, \bar{W}_e - так называемые весовые функции, для минимизации невязок по области и по границе соответственно. Далее воспользуемся подходом широко распространенного метода Галеркина [5], в котором весовые функции выбирают такими же, как и базисные. Отметим, что система базисных функций должна удовлетворять условиям полноты, также они должны быть выбраны из класса гладкости, отвечающего порядку дифференциального уравнения [5]. После некоторых преобразований, в которых весовые функции выбираются так, чтобы $W_e = -\bar{W}_e$, получаем систему линейных алгебраических уравнений относительно вектора узловых значений температуры в узлах конечного элемента $\{\varphi\}$:

$$[K]\{\varphi\} = \{f\}, \quad (8)$$

где компоненты матрицы K и правой части f определяются как:

$$k_{em} = \int_{\Omega^e} \left(\frac{\partial N_e}{\partial x} \left(k \frac{\partial N_m}{\partial x} \right) + \frac{\partial N_e}{\partial y} \left(k \frac{\partial N_m}{\partial y} \right) + \frac{\partial N_e}{\partial z} \left(k \frac{\partial N_m}{\partial z} \right) \right) dx dy dz \quad (9)$$

$$f_e = \int_{\Omega^e} Q N_e dx dy - \int_{\Gamma_q^e} N_e \bar{q} d\Gamma \quad (10)$$

Здесь Γ_q^e - часть границы элемента, которая лежит на Γ_q или аппроксимирует ее часть.

После получения матрицы типа (9) и векторов правых частей (10) для всех элементов, выполняем суммирование (5) по всем элементам. В итоге получаем систему линейных алгебраических уравнений:

$$[\bar{k}]\{\varphi^g\} = \{\bar{f}\} \quad (11)$$

относительно вектора узловых значений температур $\{\varphi^g\}$. Эта система решается одним из численных методов, например методом Холецкого [6].

В случае решения задачи нестационарной теплопроводности (1) применение основных алгоритмов МКЭ [5] приводит к решению системы обыкновенных дифференциальных уравнений (СОДУ) вида:

$$[\bar{k}]\{\dot{\varphi}^g\} = \{\bar{f}\}, \quad (12)$$

где $\{\dot{\varphi}^g\}$ - вектор узловых скоростей изменения температуры. Эта СОДУ решается

численно, причем решения задачи стационарной теплопроводности (11) используются как на каждом шаге интегрирования по времени при новых значениях правых частей, так и в начале процесса – как начальные условия.

Для решения СОДУ используется метод Ньютона-Раффсона [7]. Для интегрирования по времени используется улучшенный метод интегрирования Хильбера-Хьюза-Тэйлора [8].

Конечно-элементная модель состоит из 75913 элементов и 21927 узлов с функцией температуры в качестве узловой неизвестной.

Результаты моделирования. В работе выполнено решение задачи нестационарной теплопроводности для модели ВОГ. Использован постоянный шаг интегрирования по времени 100 сек. Температурные поля, полученные в результате решения, представлены на рис.4–6.

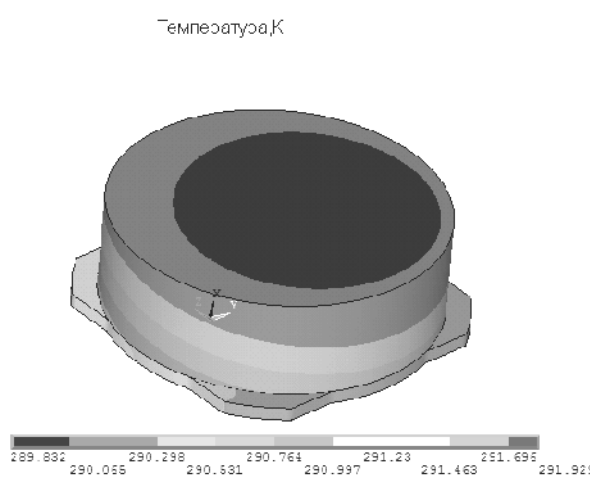


Рис.4. Температурное поле ВОГ. Вид со стороны крышки

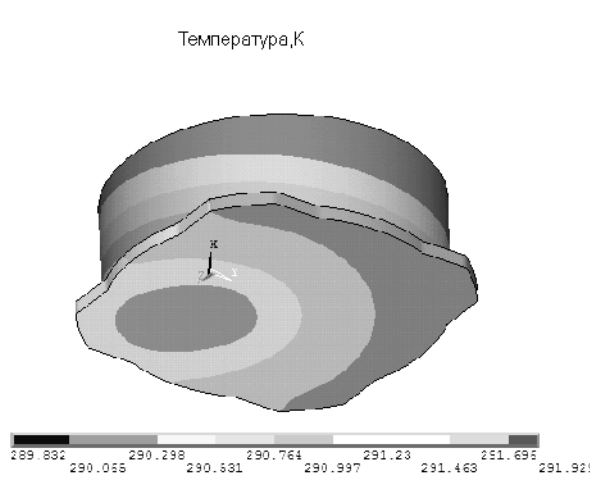


Рис.5. Температурное поле ВОГ. Вид со стороны основания

На рис.7 приведено изменение температуры наиболее и наименее прогретой частей ВОГ: установочной поверхности элемента «ЛазерТелам» и верхней поверхности крышки. Из графика видно, что разность температур составляет примерно два градуса.

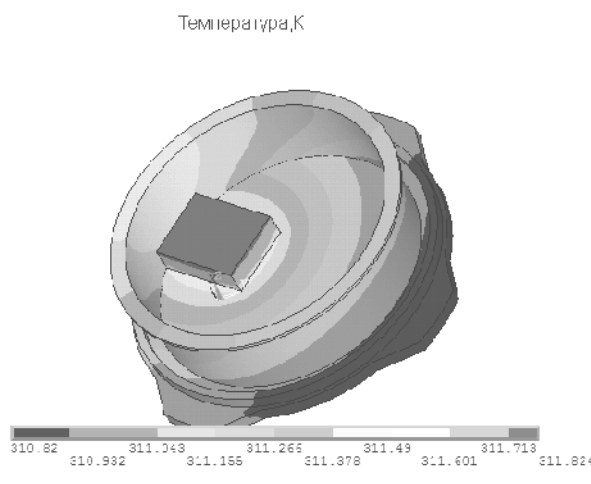


Рис.6. Температурное поле ВОГ. Вид со снятой крышкой

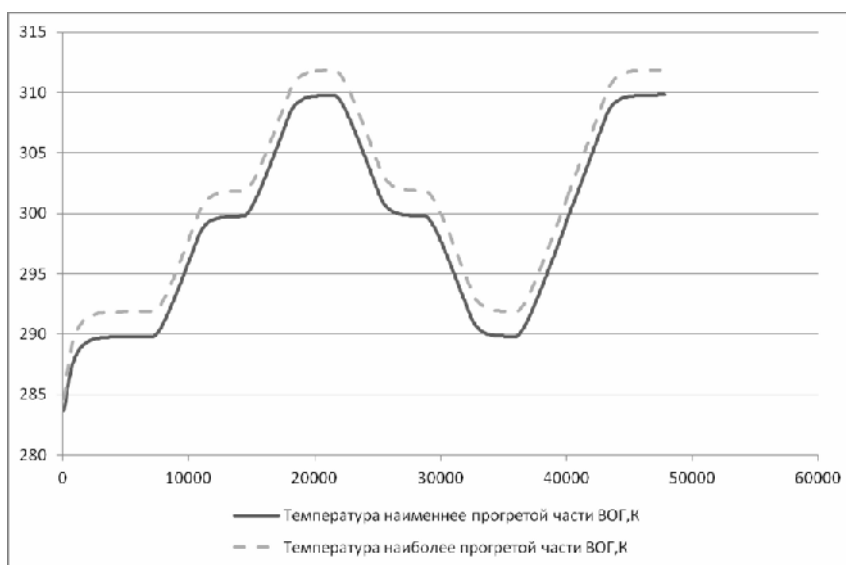


Рис.7. Изменения температуры наиболее и наименее прогретой части ВОГ

С использованием параметров полученного в ходе численного эксперимента температурного поля было проведено тестирование и сравнение методик измерения температурного градиента. Также был выполнен поиск мест установки датчиков температур для определения температурного градиента. Первоначально в качестве заданной точки была взята точка, расположенная на внутренней стороне катушки (узел 13146). В данной точке было проведено численное дифференцирование температуры с шагом 100 сек. Полученная таким образом разность представлена на рис. 8 в виде графика Dt . Также было выбрано несколько точек в разных местах модели ВОГ, для которых получена разность между температурой заданной точки и температурой в тестовой точке. Данные разности представлены на рис. 8 в виде графиков dt_3-dt_9 .

Из графиков рис.8 видно, что график dt_8 подобен графику Dt , но имеет смещение нуля относительно его и зеркально повёрнут. Данный график соответствует тестовой точке, расположенной на верхней грани крышки в наименее прогретой части ВОГ.

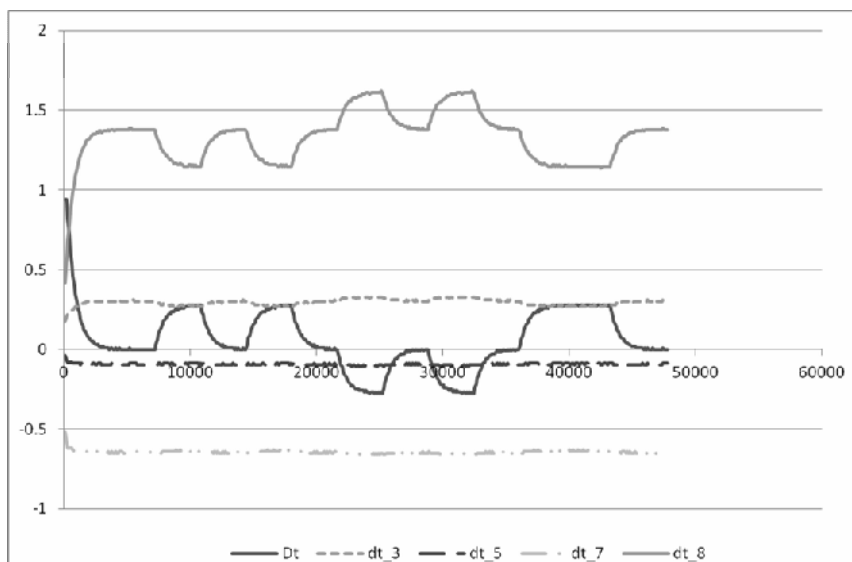


Рис.8. Графики изменения градиента (Dt) и разностей температур (dt_3-dt_8) во времени

После определения смещения нуля на основании значений горизонтальных участков графика dt_8 как 1.38, было вычислен градиент $dt_alter = (1.38 - dt_8)$. График d_alter для рассматриваемой тестовой точки представлен на рис.8. Из данного графика видно, что альтернативный градиент имеет систематическую ошибку примерно в 20%. Для её компенсации был введён корректирующий коэффициент 1.2 и построен график $d_alter_fine = 1.2 * (1.38 - dt_8)$.

Для полученного альтернативного градиента d_alter и d_alter_fine были вычислены относительные ошибки от Dt(%): error_alter и error_alter_fine соответственно, представленные на рис. 9.

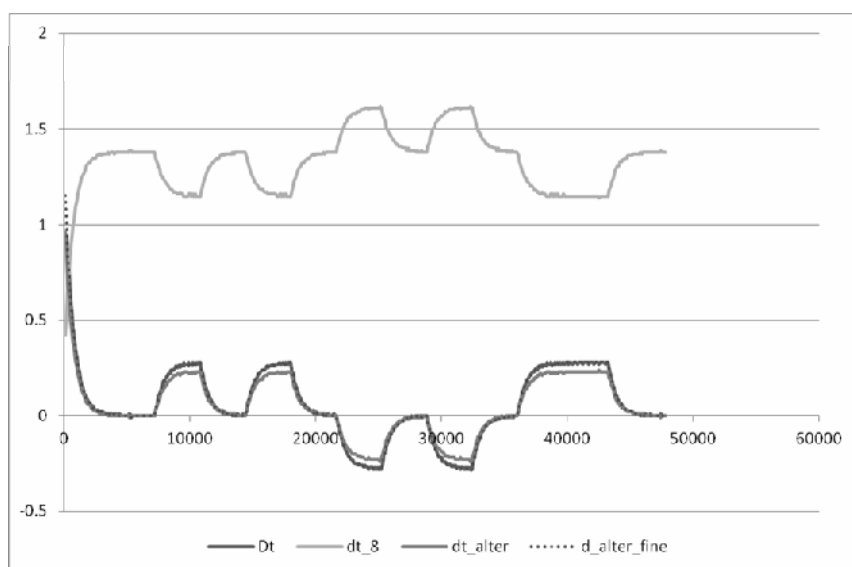


Рис.9. Графики градиентов для 1-го варианта размещения датчиков

Таким образом, был определён 1-ый вариант размещения термодатчиков: на внутренней поверхности катушки (узел 13146) и на верхней поверхности крышки (узел 21922). Был сделан предварительный вывод, что термодатчики целесообразно размещать в наиболее и наименее прогретой частях ВОГ.

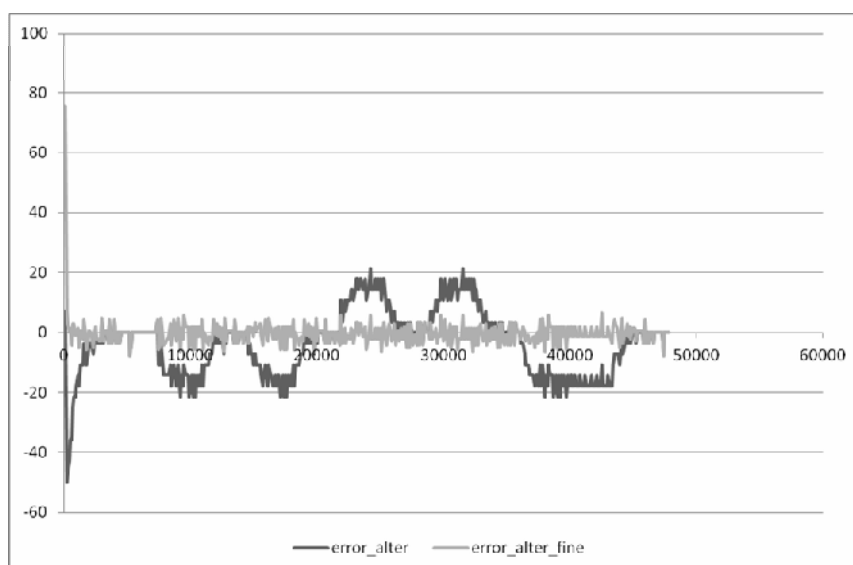


Рис.10. Помилки для 1-го варіанта розміщення датчиків (%)

Для перевірки даного висновку були вибрані ще дві пари тестових точок:

1. 2-й варіант розміщення датчиків: вузли 18811 (уточнений найменше прогретий вузол) і 4824 (найбільше прогретий вузол на нижній поверхності основи);
2. 3-й варіант розміщення датчиків: вузли 18811 (уточнений найменше прогретий вузол) і 6168 (найбільше прогретий вузол установочної поверхності елемента «ЛазерТелам»);

Для даних пар вузлів були вичислені Dt (в вузлі 18811), dt_alter і d_alter_fine , представлені на Рис.11–14.

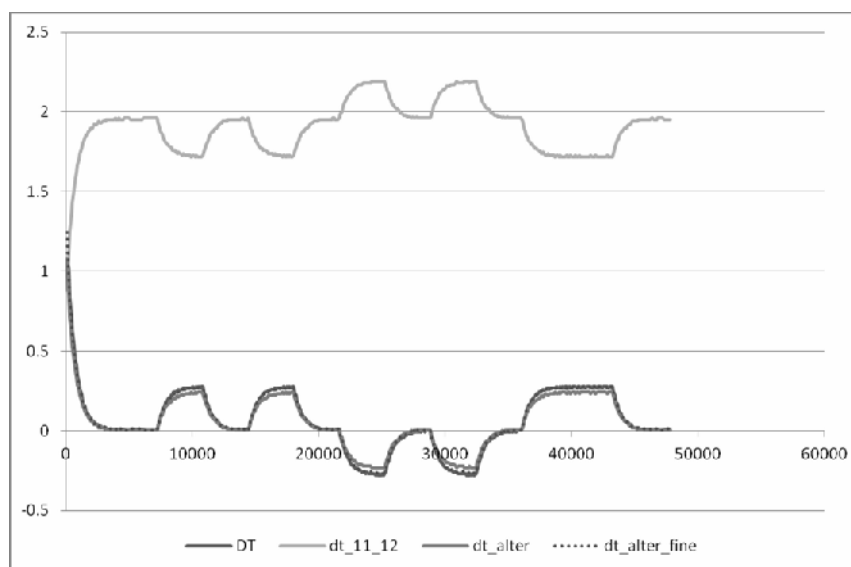


Рис.11. Графіки градієнтів для 2-го варіанта розміщення датчиків

Значення смещень нуля і коректуючого коефіцієнта для всіх варіантів представлені в таблиці.

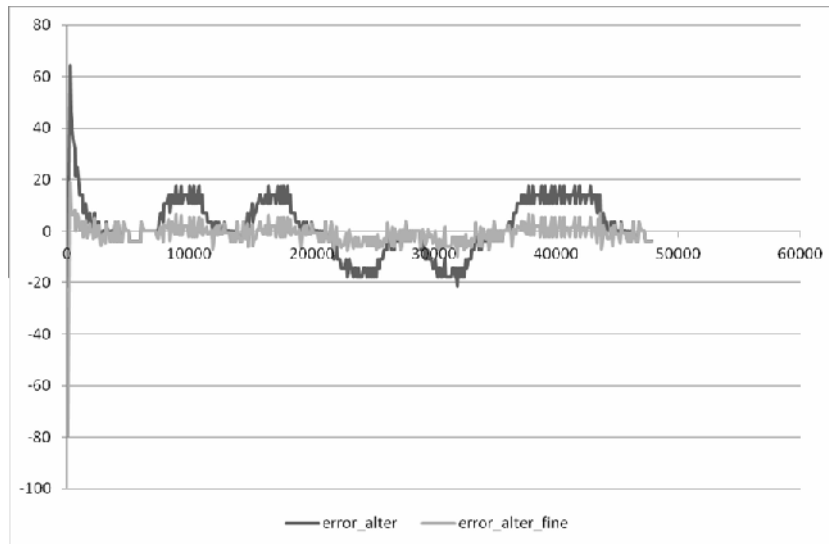


Рис.12. Ошибки для 2-го варианта размещения датчиков (%)

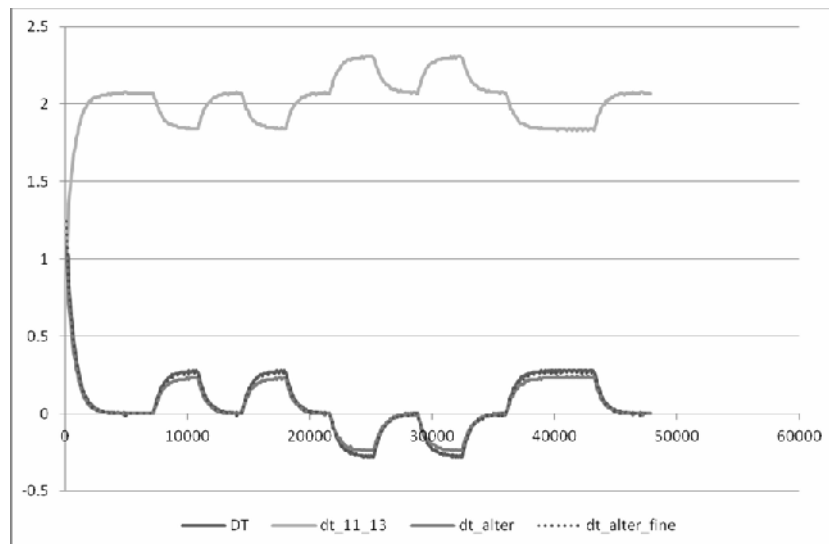


Рис.13. Графики градиентов для 3-го варианта размещения датчиков

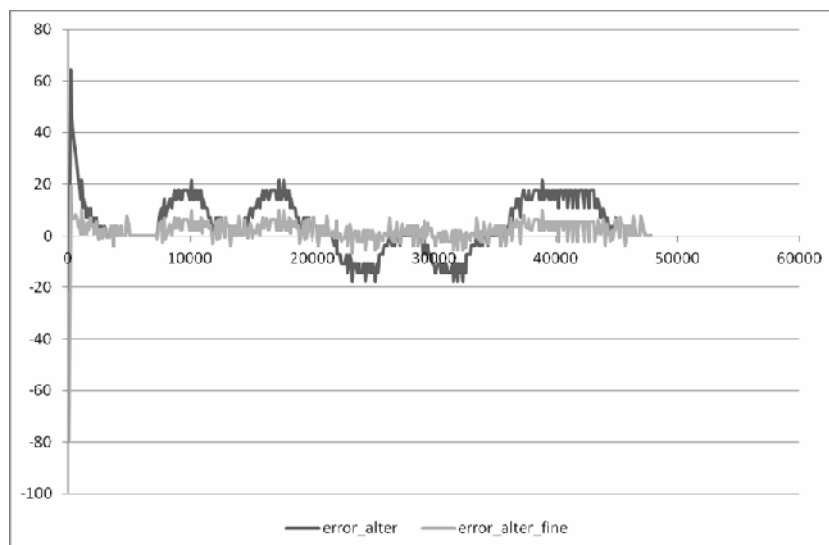


Рис.14. Ошибки для 3-го варианта размещения датчиков (%)

Значения смещений нуля и корректирующих коэффициентов

Вариант	Смещение нуля, К	Корректирующий коэффициент
1-ый вариант	1.38	1.2
2-ой вариант	1.96	1.15
3-ий вариант	2.07	1.15

Выводы. По результатам выполненных исследований можно сделать вывод о возможности применения разностной методики измерения градиента вместо дифференциальной. При этом следует принимать во внимание, что результат измерения, полученный с помощью разностной методики, должен быть обработан с использованием двух корректирующих параметров: смещения нуля и корректирующего коэффициента, которые в свою очередь должны быть определены в ходе процедуры паспортизации. Точность датчика температуры, используемого в разностной методике, должна быть примерно на 20% выше, чем для дифференциальной методики.

Наилучшим местом размещения пары датчиков при использовании разностной методики является наиболее и наименее прогретое место ВОГ. Расположение мест размещения датчиков будет зависеть от краевых условий. Для принятых краевых условий наилучшие места расположения датчиков температуры являются точка на основании установочной поверхности элемента «ЛазерТелам» и точка на верхней поверхности крышки.

Следует отметить, что для принятых в данном эксперименте модели внешних условий и материалов изменение величины Dt , которую предполагается измерять, будет составлять 0.56 градуса. Эта оценка должна быть принята во внимание при выборе характеристик датчиков температур.

Литература: 1. Method for in-field updating of the gyro thermal calibration of an inertial navigation system/ US Patent №5527003, 1996. 2. Тихонов А.Н. Уравнения математической физики / А. Н. Тихонов, А. А. Самарский. – М.: Физматгиз, 1950.- 659с. 3. Мухачёв Г.А. Термодинамика и теплопередача / Г. А. Мухачёв, В. К. Щукин. – М.: Высшая школа, 1991.-480с. 4.Н.И.Безухов. Расчеты на прочность, устойчивость и колебания в условиях высоких температур/ Н.И.Безухов, В.Л.Бажанов, И.И.Гольденблат, Н.А.Николаенко, А.М.Синюков. - М.: Машиностроение, 1965. - 567 с.5. Зенкевич О. Конечные элементы и аппроксимация / О. Зенкевич, К. Морган.– М.: Мир, 1986. – 318с. 6. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич.– М.: Мир, 1975. – 539 с. 7. Рындин Е.А. Методы решения задач математической физики. - Таганрог: Изд-во ТРТУ, 2003 г. - 119 с. 8. Hilber, H. M. Improved Numerical Dissipation for Time Integration Algorithm in Structural Dynamics/ Hilber H. M., Hughes T. J. R., Taylor R. L.// Earthquake Engineering and Structural Dynamics. Vol. 5, 1977. - P. 283 -298.

Bibliography (transliterated): 1. Method for in-field updating of the gyro thermal calibration of an inertial navigation system/ US Patent №5527003, 1996. 2. Tihonov A.N. Uravnenija matematicheskoy fiziki / A. N. Tihonov, A. A. Samarskij. – M.: Fizmatgiz, 1950.- 659с. 3. Muhachjov G.A. Termodinamika i teploperedacha / G. A. Muhachjov, V. K. Wukin. – M.: Vysshaja shkola, 1991.- 480s. 4.N.I.Bezuhov. Raschety na prochnost', ustojchivost' i kolebanija v uslovijah vysokih temperatur/ N.I.Bezuhov, V.L.Bazhanov, I.I.Gol'denblat, N.A.Nikolaenko, A.M.Sinjukov. - M.: Mashinostroenie, 1965. - 567 s.5. Zenkevich O. Konechnye jelementy i approksimacija / O. Zenkevich, K. Morgan.– M.:Mir, 1986. – 318s. 6. Zenkevich O. Metod konechnyh jelementov v tehnikе / O. Zenkevich.– M.: Mir, 1975. – 539 s. 7. Ryndin E.A. Metody reshenija zadach matematicheskoy fiziki. - Taganrog: Izd-vo TRTU, 2003 g. - 119 s. 8. Hilber, H. M. Improved Numerical Dissipation for Time Integration Algorithm in Structural Dynamics/ Hilber H. M., Hughes T. J. R., Taylor R. L.// Earthquake Engineering and Structural Dynamics. Vol. 5, 1977. - P. 283 -298.

Бреславський Д.В., Погорелов С.Ю., Счастливец К.Ю., Батирев Б.И., Кузнецов Ю.О., Олейник С.В.

**РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ ГРАДИЕНТІВ
ВОЛОКОННО-ОПТИЧНОГО ГІРОСКОПУ ОИУС501**

Стаття містить опис методики визначення залежності результатів вимірювань волоконно-оптичного гіроскопу від температури. Надано математичну постановку завдання, описано скінченно-елементний алгоритм розв'язання. Наведено результати моделювання змінювання температури за часом. Обговорюється вибір методик вимірювань. Обґрунтовано можливість використання різницевої методики.

Бреславський Д.В., Погорелов С.Ю., Счастливец К.Ю., Батирев Б.И., Кузнецов Ю.А., Олейник С.В.

**РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ГРАДИЕНТОВ
ВОЛОКОННО-ОПТИЧЕСКОГО ГИРОСКОПА ОИУС501**

Статья содержит описание методики определения зависимости результатов измерений волоконно-оптического гироскопа от температуры. Представлена математическая постановка задачи, описан конечно-элементный алгоритм решения. Приведены результаты моделирования смены температуры во времени. Обсуждается выбор методик измерений. Обоснована возможность использования разностной методики.

Breslavsky D.V., Pogorelov S.Yu., Schastlivets K.Yu., Batyrev B.I., Kuznetsov Yu.A., Oleynik S.V.

**DEVELOPMENT OF METHOD FOR DETERMINE TEMPERATURE GRADIENTS
IN FIBER-OPTIC GYROSCOPE OIUS501**

The paper contains the description of the method for determine the dependence from the temperature of the fiber-optic gyroscope measurement's results. The mathematical problem statement is presented; the finite element method algorithm is described. The results of numerical simulation of the temperature time variation are given. The selection of the measurement method is discussed. The use of time difference method is justified.

УДК 629.3.053

Зимин Д.Б., Слюсаренко Ю.А., канд. техн. наук; Клименко И.В.

**СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЭРГОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ
СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ ТАНКА «ОПЛОТ» И ТАНКОВ,
НАХОДЯЩИХСЯ НА ВООРУЖЕНИИ АРМИИ УКРАИНЫ**

1. Постановка задачи. Украина является одной из ведущих танкостроительных держав мира. Танки «ОПЛОТ», «Т-80УД», «Т-84», конкурируют на международных выставках вооружений и военной техники с танками таких высокоразвитых в техническом отношении стран, как Соединенные Штаты Америки (танк "Абрамс"), Англия (танк "Челленджер"), Франция (танк "Леклерк"), Германия (танк "Леопард-2"), Россия (танк Т-90).

Новые и модернизированные военные гусеничные машины (ВГМ) украинского производства вызывают неизменный интерес на многочисленных международных выставках вооружений и военной техники. Внешнеэкономические контракты на поставку ВГМ свидетельствуют о том, что указанные машины отечественного

Бреславський Д.В., Погорелов С.Ю., Счастливец К.Ю., Батирев Б.І., Кузнецов Ю.О., Олейник С.В.

РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ ГРАДИЕНТІВ ВОЛОКОННО-ОПТИЧНОГО ГІРОСКОПУ ОИУС501

Стаття містить опис методики визначення залежності результатів вимірювань волоконно-оптичного гіроскопу від температури. Надано математичну постановку завдання, описано скінченно-елементний алгоритм розв'язання. Наведено результати моделювання змінювання температури за часом. Обговорюється вибір методик вимірювань. Обґрунтовано можливість використання різницевої методики.

Бреславський Д.В., Погорелов С.Ю., Счастливец К.Ю., Батирев Б.И., Кузнецов Ю.А., Олейник С.В.

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ГРАДИЕНТОВ ВОЛОКОННО-ОПТИЧЕСКОГО ГИРОСКОПА ОИУС501

Статья содержит описание методики определения зависимости результатов измерений волоконно-оптического гироскопа от температуры. Представлена математическая постановка задачи, описан конечно-элементный алгоритм решения. Приведены результаты моделирования смены температуры во времени. Обсуждается выбор методик измерений. Обоснована возможность использования разностной методики.

Breslavsky D.V., Pogorelov S.Yu., Schastlivets K.Yu., Batyrev B.I., Kuznetsov Yu.A., Oleynik S.V.

DEVELOPMENT OF METHOD FOR DETERMINE TEMPERATURE GRADIENTS IN FIBER-OPTIC GYROSCOPE OIUS501

The paper contains the description of the method for determine the dependence from the temperature of the fiber-optic gyroscope measurement's results. The mathematical problem statement is presented; the finite element method algorithm is described. The results of numerical simulation of the temperature time variation are given. The selection of the measurement method is discussed. The use of time difference method is justified.

УДК 629.3.053

Зимин Д.Б., Слюсаренко Ю.А., канд. техн. наук; Клименко И.В.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЭРГОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ ТАНКА «ОПЛОТ» И ТАНКОВ, НАХОДЯЩИХСЯ НА ВООРУЖЕНИИ АРМИИ УКРАИНЫ

1. Постановка задачи. Украина является одной из ведущих танкостроительных держав мира. Танки «ОПЛОТ», «Т-80УД», «Т-84», конкурируют на международных выставках вооружений и военной техники с танками таких высокоразвитых в техническом отношении стран, как Соединенные Штаты Америки (танк "Абрамс"), Англия (танк "Челленджер"), Франция (танк "Леклерк"), Германия (танк "Леопард-2"), Россия (танк Т-90).

Новые и модернизированные военные гусеничные машины (ВГМ) украинского производства вызывают неизменный интерес на многочисленных международных выставках вооружений и военной техники. Внешнеэкономические контракты на поставку ВГМ свидетельствуют о том, что указанные машины отечественного

производства имеют высокие тактико-технические характеристики и могут успешно конкурировать с зарубежными аналогами. Однако подвижность и управляемость танков Т-64, Т-72 и Т-80 УД, находящихся на вооружении армии Украины, ограничена характеристиками механогидравлических приводов управления, гидросистемы и её элементов [6]. Системы управления движением указанных танков имеют ряд недостатков, которые проявляются: - в неудовлетворительных следящих свойствах [13] механогидравлической системы управления поворотом – для получения требуемого радиуса поворота танка водитель вынужден многократно воздействовать на орган (рычаг) управления поворотом; - в значительных ходах и больших величинах усилий на органах управления; - в ощутимом запаздывании реакции гусеничной машины на перемещение рычагов управления поворотом; - в практической невозможности регулирования радиуса поворота танка от свободного до минимального на режимах буксования фрикционных элементов трансмиссии; - в рывках ВГМ и высоких динамических нагрузках в бортовых коробках передач в процессе управления поворотом;

Известно также [12], что замыкание фрикционных элементов в КП отстающего борта происходит в подавляющем большинстве случаев при давлениях масла, подаваемого на управление в бустера бортовых коробок передач P менее $0,8 \text{ МПа}$ ($P \leq 0,5 \cdot P_{\max}$, где $P_{\max} = 1,6 \text{ МПа}$ - максимальная величина давления масла подаваемого на управление) в зависимости от характеристик грунта, скорости движения и номера включенной передачи. Поэтому регулирование давления свыше $0,8 \text{ МПа}$ нецелесообразно, вызывая при этом в ручных механогидравлических системах управления дополнительную потерю рабочего хода органа (рычага) управления поворотом.

В результате для выполнения длительных маршей требуется выработка специальных приемов управления, доступных лишь водителям с большим опытом и достаточной тренировкой, при этом сам водитель быстро утомляется и теряет боеспособность.

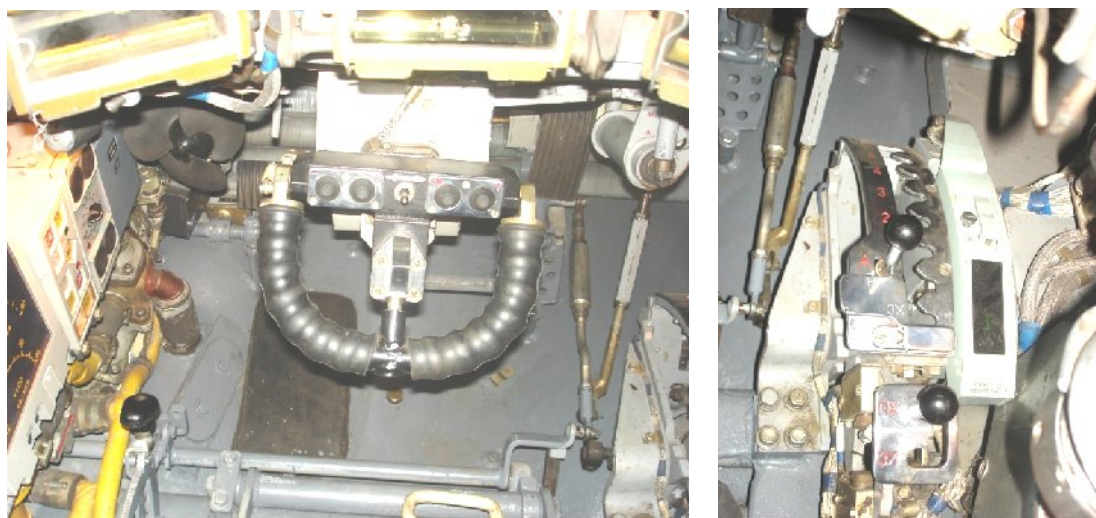
Таким образом, динамические показатели подвижности и управляемости танков существенно зависят от технических характеристик систем управления движением, поэтому одним из основных направлений повышения подвижности и управляемости новых и модернизируемых ВГМ является дооснащение их системами автоматизированного управления [11].

На протяжении последних двадцати лет в Харьковском конструкторском бюро по машиностроению им. А.А. Морозова проводятся работы по созданию автоматизированных систем управления движением (АСУД) ВГМ. На первом этапе разработки АСУД решалась только задача автоматизированного переключения передач. Но в связи с существенно возросшими требованиями к подвижности и управляемости военных гусеничных машин, в том числе при движении по автомобильным дорогам, возникла необходимость в решении задачи плавного и точного управления радиусом поворота ВГМ при движении с максимально допустимыми скоростями. В настоящее время специалистами ХКБМ им. А.А. Морозова создан целый ряд автоматизированных танковых информационно-управляющих систем, как для перспективного танка «ОПЛОТ», так и для модернизации существующих ВГМ, которые состоят из двух основных подсистем: системы автоматизированного управления поворотом (САУП) и системы автоматизированного управления переключением передач в трансмиссии (САУПП). Анализ экспериментальных данных [2] динамических процессов управления показывает, что автоматизированные системы управления движением ВГМ с хорошими следящими качествами и достаточным быстродействием обеспечивают более высокие эргономические показатели, чем ручные механогидравлические системы управления. В настоящее время ручные механогидравлические системы управления поворотом и переключением

передач используются только в качестве дублирующих систем, например в танке «ОПЛОТ», с целью повышения общей надёжности системы управления движением.

Система автоматизированного управления поворотом ВГМ, в которой вместо рычагов управления применён штурвал (рис. 1) с датчиком положения, является дальнейшим развитием механогидравлических систем управления. Она использует тот же способ поворота (включение $n-I^{ii}$ передачи на отстающем борту), но при этом за счёт быстродействующей цифровой аппаратуры управления и электрогидравлических исполнительных органов (рис. 2) обеспечивает более высокую точность и плавность управления.

Более точное регулирование крутящего момента на ведущих колесах, обеспечиваемое САУП, в сравнении с ручными механогидравлическими системами управления не требует длительных тренировок и специальных приемов управления, и, соответственно, не приводит к быстрой утомляемости водителей.



a

б

Рис. 1. Отделение управления танка «ОПЛОТ»: *a* – штурвал, педаль подачи топлива, педаль сцепления; *б* – избиратель

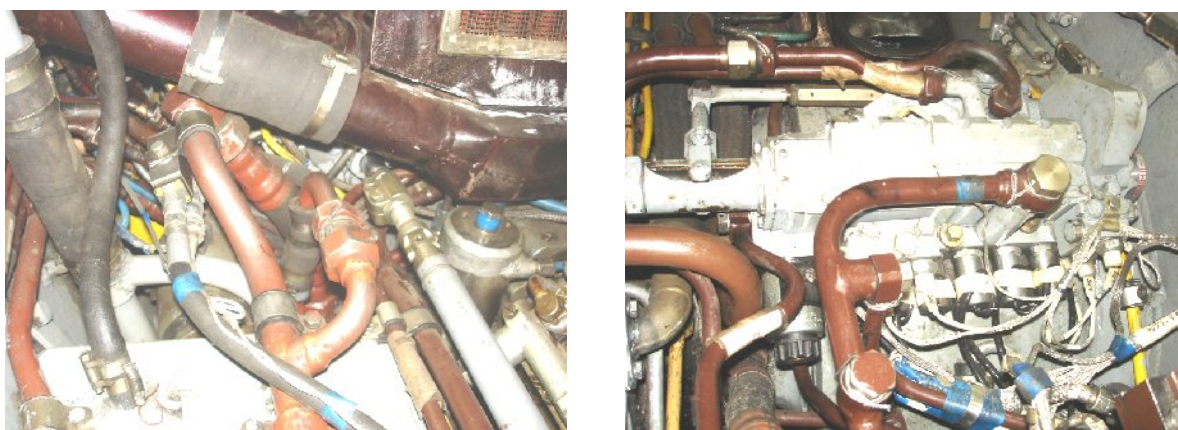


Рис. 2. Электрогидравлические механизмы управления левой и правой коробок передач; приводы управления

Поскольку величина давления замыкания фрикционов уменьшается при увеличении номера включенной передачи, то для повышения подвижности и

управляемости ВГМ в повороте при максимально-допустимых скоростях движения требуется обеспечить максимальные следящие качества (точность и быстродействие) системы управления поворотом при малых давлениях в бустерах фрикционных устройств трансмиссии (ФУ).

Экспериментальные данные [2] показывают, что автоматизированные системы управления движением с хорошими следящими качествами, достаточным быстродействием и оптимальными усилиями на органах управления, обеспечивают более высокие средние скорости движения ВГМ, чем ручные механогидравлические системы управления. Этот факт существенно проявляется при движении по автомобильным дорогам, кольцевой или извилистой трассе, и особенно при управлении ВГМ водителями, не имеющими достаточного опыта.

Таким образом, анализ эргономических показателей систем управления движением танков, позволяющий определить их узкие места и, следовательно, направления дальнейших работ и исследований, является актуальной и перспективной задачей.

2. Цель и задачи исследования.

Целью работы является численная оценка и анализ эргономических параметров систем управления движением ВГМ, находящихся на вооружении армии Украины на основе показателей эргономичности, нормированных государственными стандартами, и экспериментальных данных, полученных в процессе их испытаний.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- рассчитать параметры эргономичности систем управления движением ВГМ, находящихся на вооружении армии Украины.

- выполнить анализ полученных результатов и определить направления дальнейших исследований в части улучшения эргономических показателей существующих систем управления движением ВГМ.

3. Объект исследования – ручные механогидравлические и автоматизированная электрогидравлическая системы управления движением военных гусеничных машин (танков).

4. Предмет исследования – эргономические параметры ручных механогидравлических и автоматизированной электрогидравлической систем управления движением военных гусеничных машин.

5. Методы исследования. В процессе исследований использовался системный подход при изучении и решении проблемы улучшения характеристик подвижности и управляемости ВГМ за счёт оптимизации эргономических параметров систем управления движением на базе научных положений теоретической механики, теории танка и транспортных гусеничных машин, теории планетарных передач, теории поворота гусеничных машин, теории оптимального регулирования и управления.

6. Научная новизна полученных результатов заключается в следующем. Получила дальнейшее развитие теория управления подвижностью ВГМ в части решения проблемы улучшения характеристик подвижности и управляемости за счёт оптимизации эргономических параметров систем управления движением.

7. Анализ параметров эргономичности ручных механогидравлических и автоматизированной электрогидравлической систем управления движением танков Т-64А, Т-72, Т-80УД и танка «ОПЛОТ».

Анализ уровня эргономичности системы управления движением гусеничной машины, можно выполнить с помощью предлагаемого усреднённого аддитивного безразмерного коэффициента эргономичности K :

$$K = \frac{1}{3} \sum (K_1 + K_2 + K_3), \quad (1)$$

который стремится к оптимальному единичному значению, в случае оптимальности (стремления к единице) всех его составляющих:

а) относительного коэффициента оптимальности прикладываемых усилий K_1 (б/р) к органам управления:

$$K_1 = \frac{1}{K_{oy}}, \quad (2)$$

где K_{oy} - коэффициент оптимальности усилий на органах управления (7);

б) относительного коэффициента затрат энергии K_2 (б/р) механика-водителя на совершение операций в процессе управления движением:

$$K_2 = \frac{E_{max} - E}{E_{max}}, \quad (3)$$

где E_{max} - предельно допустимые затраты энергии механика-водителя при выполнении операций в процессе управления движением ВГМ. $E_{max} = 1$ (ккал/мин) [3,7÷10]; E - затраты энергии (работа) механика-водителя при выполнении операций в процессе управления движением ВГМ (кал/мин) могут быть определены как;

$$E = \sum_{i=1}^k E_i \cdot k_{f,i}, \quad (4)$$

здесь E_i - затраты энергии (работа), совершаемая механиком водителем за одно перемещение l , i -го органа управления ($i=1, 2, \dots, k$), k - количество органов управления:

$$E_i = \int_0^l F_i(l_i) dl, \quad (5)$$

здесь $F_i(l_i)$ - функция изменения фактического усилия на i -том органе управления ($i=1, 2, \dots, k$) в зависимости от его перемещения l (см. рис. 3÷6); $k_{f,i}$ - количество воздействий (прикладываемых усилий F_i) на i -й орган управления при скорости движения ВГМ $V=35$ км/ч за 1 км пути;

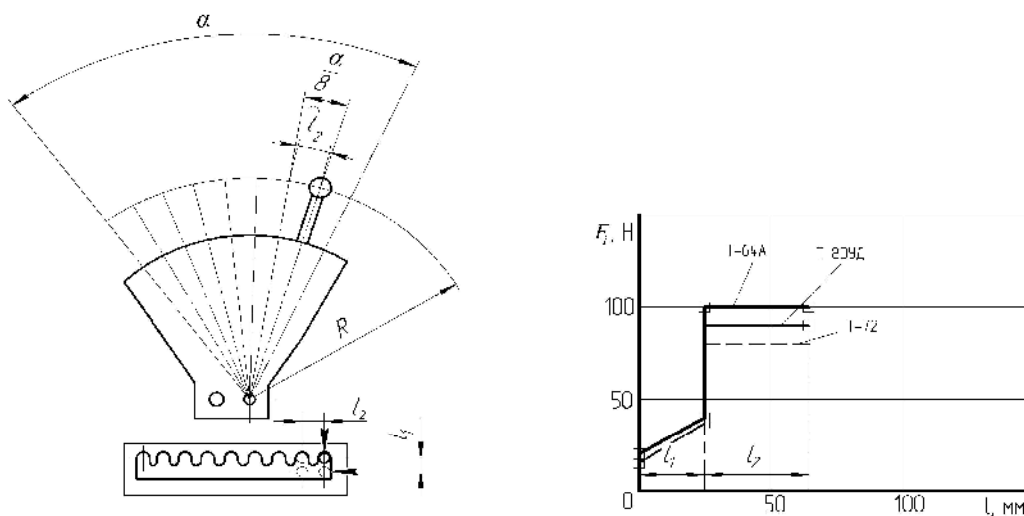


Рис. 3. Рычаг избирателя передач. Расчетная схема и диаграммы изменения усилий $F_i(l_i)$

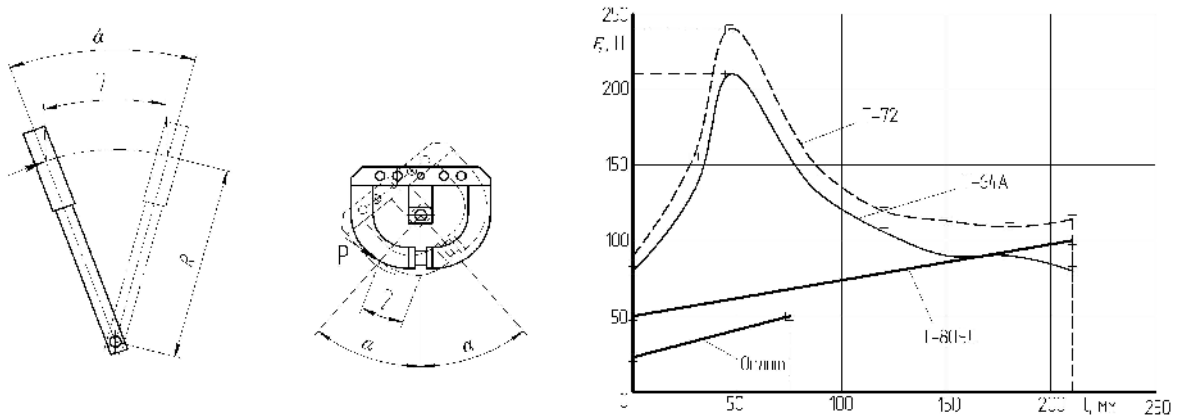


Рис. 4. Рычаг (левого/правого) поворота и штурвал. Расчетная схема и диаграммы изменения усилий $F_i(l_i)$

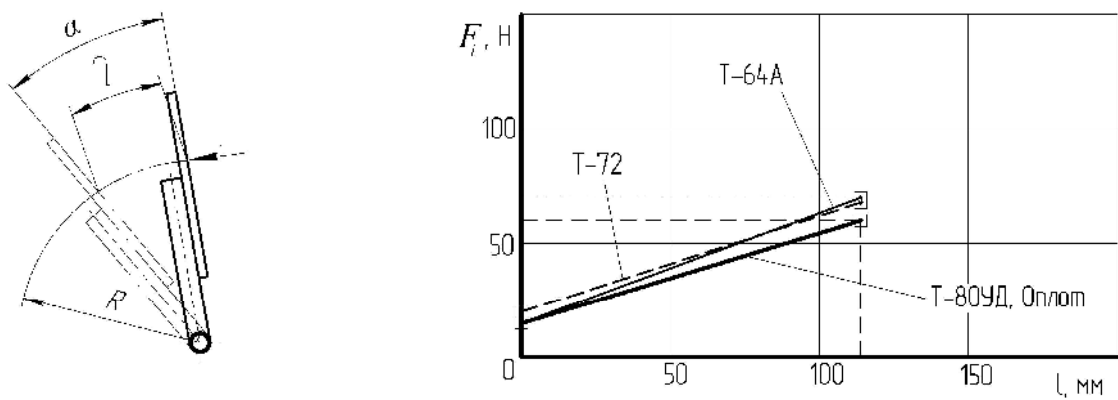


Рис. 5. Педаль подачи топлива. Расчетная схема и диаграммы изменения усилий $F_i(l_i)$

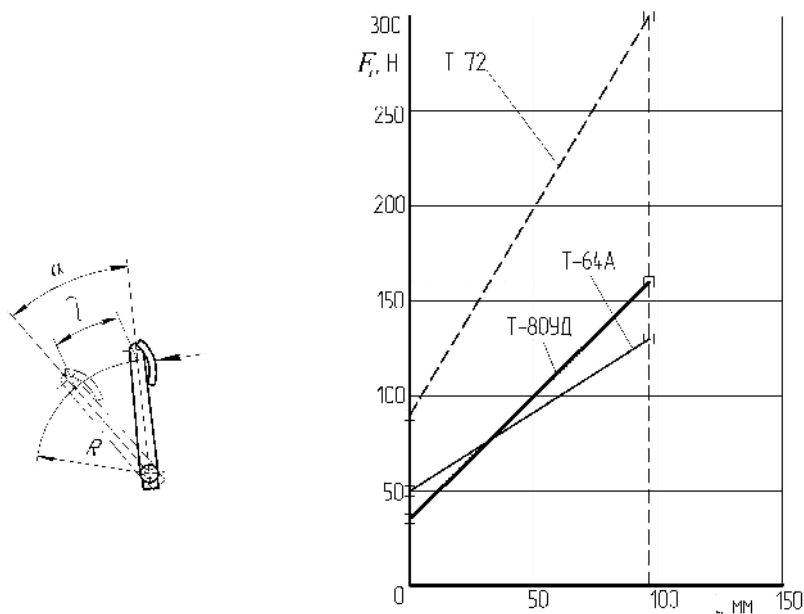


Рис. 6. Педаль сцепления. Расчетная схема и диаграммы изменения усилий $F_i(l_i)$

в) относительного коэффициента реактивности K_3 (б/р) гусеничной машины на управляющее воздействие:

$$K_3 = \frac{t_{r,опт}}{t_r}, \quad (6)$$

где t_r – среднее суммарное время реакции конкретной гусеничной машины на управляющее воздействие (с); $t_{r,опт}$ – оптимальное время реакции гусеничной машины, сопоставимое с временем реакции человека на распознавание зрительных образов или на изменение дорожной обстановки [3÷5], $t_{r,опт}=0,3$ (с).

7.1. Коэффициент оптимальности усилий на органах управления можно рассчитать как среднее значение отношений фактически прикладываемых механиком-водителем усилий при перемещении органов управления к их рекомендуемым значениям:

$$K_{оу} = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k \frac{F_i(l_i)}{F_{p,i}}, \quad (7)$$

где: $F_i(l_i)$ – фактическое усилие на i – том органе управления ($i=1, 2, \dots, k$), в выражение (7) подставляется его максимальное значение, см. рисунки 3 ÷ 6; $F_{p,i}$ – рекомендуемое усилие, принимается как 50% от максимально-допустимого значения усилия на i -м органе управления [7÷10]; k – количество органов управления.

В этом случае при стремлении величин фактических усилий $F_i(l_i)$ к их рекомендуемым значениям $F_{p,i}$, значение коэффициента $K_{оу}$ стремится к единице. Превышение единичного значения $K_{оу} > 1$, свидетельствует о завышенных усилиях, прикладываемых механиком-водителем к органам управления в процессе управления движением ВГМ.

В таблице 1 приведены величины усилий на органах управления, полученные экспериментальным путём [1, 2, 14, 15], а также расчётные значения коэффициента оптимальности усилий сравниваемых танков.

Таблица 1

Усилия на органах управления исследуемых ВГМ

Органы управления	Оптимальные значения усилий на органах управления, $F_{p,i}$ (Н).	Максимальные фактические усилия на органах управления исследуемых ВГМ. $F_i(l_i)$, (Н).			
		Т-64А	Т-72	Т-80УД	«ОПЛОТ»
Количество органов управления	4	6	6	6	3
Педаля подачи топлива	40	70	68	60	60
Педаля тормоза	150	900	750	370	370
Педаля сцепления	75	160	300	130	-
Рычаг переключения передач	40	100	100	90	-
Рычаги поворота	65	2x210	2x240	2x100	-
Штурвал	65	-	-	-	50
Коэффициент оптимальности усилий, $K_{оу}$		3,14	3,43	1,84	1,57
Относительный коэффициент оптимальности усилий, K_1		0,32	0,29	0,54	0,63

7.2. Определение величин затрат энергии механиком-водителем (работы) на совершение операций в процессе управления движением ВГМ.

Под затратами энергии (работой) механика-водителя на управление движением понимается расход энергии на перемещение органов управления. Наиболее характерным режимом движения машины является движение в колонне на марше. По статистике на данный режим движения приходится до 90 % времени эксплуатации танка.

На танках с механогидравлическими системами управления (Т-64, Т-72, Т-80УД) водитель постоянно использует пять органов управления: рычаг переключения передач, педаль «сцепления», педаль подачи топлива и два рычага поворота. На танке «ОПЛОТ», оборудованном автоматизированной системой управления, число постоянно используемых органов управления сокращается до двух: педаль подачи топлива и штурвал. Педалью тормоза рекомендуется пользоваться только в экстренных случаях и на стоянке. Для плавного снижения скорости ВГМ используется тормозной момент двигателя, поэтому затратами энергии на торможение педалью тормоза можно пренебречь.

На танках с механогидравлической системой управления водителю необходимо приспосабливаться к условиям поворота путём многократного воздействия на рычаги. Напротив, на танке «ОПЛОТ» водитель лишь задает требуемый радиус поворота при помощи штурвала, оборудованного датчиком положения, всё остальное делает система автоматизированного управления, включающая датчики, цифровые блоки управления и электрогидравлические исполнительные механизмы.

На рис. 3- 6 представлены расчетные схемы и диаграммы изменения усилий на органах управления ВГМ для расчета затрат требуемой энергии (работы) для выполнения операций в процессе движения ВГМ.

Затраты энергии или работа, совершаемая механиком-водителем за одно перемещение органа управления, представляет собой площадь поверхности под функциями $F_i(l_i)$, приведенными в виде диаграмм изменения усилий на рисунках 3÷6. Величины затрат энергии механиком-водителем на выполнение операций в процессе управления ВГМ при скорости движения 35 км/ч на 1 км пути сведены в таблице 2.

Таблица 2

Затраты энергии E_i механика-водителя в процессе управления движением ВГМ

Наименование параметра	Количество воздействий на орган управления k_{fd} при $V=35$ км/ч за 1 км пути	Затраты энергии E_i механика-водителя в процессе управления движением ВГМ, ($\frac{\text{ккал}}{\text{мин}}$)			
		Т-64А	Т-72	Т-80УД	ОПЛОТ
Переключение передач	10	6,9	6,9	6,2	-
Педаль подачи топлива	25	17,1	17,6	14,9	14,9
Педаль сцепления	10	13,42	26,8	12,4	-
Рычаги поворота	65	679,8	816,0	436,8	-
Штурвал	65	-	-	-	28,7
Суммарные затраты энергии (работа) механика-водителя E , ($\frac{\text{ккал}}{\text{мин}}$)		717,2	867,3	470,3	43,6
Относительный коэффициент затрат энергии K_2 , (б/р)		0,28	0,13	0,53	0,96

7.3. Время реакции гусеничной машины на управляющее воздействие.

Время реакции ВГМ в значительной степени определяет качество процесса управления. При чрезмерном запаздывании передачи управляющего воздействия на исполнительные механизмы гусеничной машины нарушается однозначная зависимость между воздействиями механика-водителя на органы управления и соответствующими изменениями режима движения.

Для оценки времени реакции гусеничной машины в целом необходимо проанализировать интервалы времени реакции:

- автоматизированной системы управления на изменение положения органов управления;
- электрогидравлических исполнительных органов на управляющие воздействия автоматизированной системы управления;
- фрикционных элементов трансмиссии (изменение скорости буксования) на изменение давления в бустерах бортовых коробок передач;
- грунта на изменение момента сопротивления повороту (юз и буксование гусениц), суммарное значение которых, в конечном счёте, определяет время реакции гусеничной машины на изменение управляющего воздействия механика водителя в процессе управления движением.

Длительность интервала времени реакции определяется, как среднее для приводов управления: поворотом, переключением передач и подачи топлива.

На рисунке 7 приведена типовая осциллограмма изменения во времени параметров системы управления и режима движения танка «ОПЛОТ» в начале поворота, при перемещении штурвала на угол 50...60% от $\alpha_{ш.мах}$, где $\alpha_{ш.мах}$ – максимальный угол поворота штурвала.

На рисунке 7 имеют место следующие обозначения: 1 - частота вращения коленчатого вала двигателя; 2 - изменение давления в бустере N-ой передачи отстающего

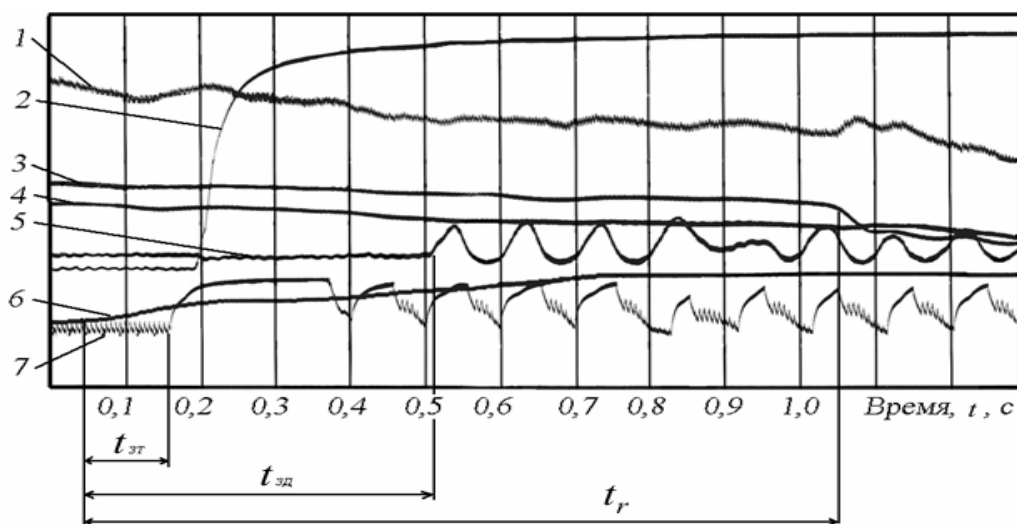


Рис. 7. Осциллограмма изменения параметров системы управления и режима движения танка «ОПЛОТ» в начале поворота

борта; 3 - частота вращения правого ведущего колеса; 4 - частота вращения левого ведущего колеса; 5 - изменение давления в бустере N-1 передачи отстающего борта; 6 – угол поворота штурвала; 7 - изменение тока управления в обмотке электрогидроклапана механизма управления коробкой передач отстающего борта; $t_{зт}$ – время запаздывания аппаратуры управления (искусственно введённая в алгоритмы управления зона не-

чувствительности по углу поворота штурвала для обеспечения устойчивого прямолинейного движения ВГМ); $t_{зд}$ – время запаздывания давления управления (время заполнения бустеров фрикционных устройств); t_r – суммарное среднее время реакции танка на управляющее воздействие (изменение положения штурвала).

По осциллограмме на рисунке 7 видно, что время реагирования танка на управление поворотом составляет 1,0 с. В наиболее часто используемом диапазоне поворота штурвала - на угол 20...30% от $\alpha_{ш.мах}$, время реагирования танка составляет 1,4 с. Анализ осциллограмм показывает, что увеличение времени реагирования танка на малых углах поворота штурвала происходит вследствие увеличения длительности буксования фрикционов $n-I^{ii}$ передачи отстающего борта. Причина – низкая плотность тока управления при малых углах поворота штурвала на пропорциональном электрогидроклапане, регулирующем давление в бустерах $n-I^{ii}$ передачи. Аналогичное время реагирования танка на управление поворотом имеют танки и с механогидравлическими системами управления. При этом, указанное запаздывание обусловлено конструктивными особенностями механизмов распределения давления масла, подаваемого на управление в бустера планетарных бортовых коробок передач.

Запаздывание реагирования танка на управление поворотом при движении со скоростью 50...80 км/ч должно учитываться водителями. На этой скорости танк за 1,4 с проходит путь 19...31 м.

Безразмерная оценка оптимальности быстродействия системы управления - коэффициента реактивности ВГМ производится относительным сравнением времени реакции танка на управляющее воздействие со средним значением времени реакции человека на распознавание зрительных образов 0,3с [4, 5], которое в данном случае рассматривается как оптимальное время реакции гусеничной машины на управляющее воздействие.

В таблице 3 приведены длительности интервалов времени реакции танков на управляющие воздействия и значения относительного коэффициента реактивности гусеничной машины на управляющее воздействие K_3 для исследуемых ВГМ.

Таблица 3

Реакции танков на управляющие воздействия

Временные параметры	Исследуемые ВГМ			
	Т-64А	Т-72	Т-80УД	ОПЛОТ
Суммарное среднее время реакции ВГМ на управляющие воздействия t_r (с)	1,05	1,1	1,05	1,0
Относительный коэффициент реактивности гусеничной машины на управляющее воздействие K_3 (б/р)	0,29	0,27	0,29	0,30

7.4. Результаты расчёта усреднённого аддитивного безразмерного коэффициента эргономичности ручных механогидравлических и автоматизированной электрогидравлической систем управления движением танков Т-64А, Т-72, Т-80УД и танка «ОПЛОТ».

На основании экспериментальных и расчётных данных, приведенных в таблицах 1÷3, после подстановки численных величин параметров систем управления движением в выражение (1) получены численные значения усреднённых аддитивных безразмерных

коэффициентов эргономичности систем управления движением танков, значения которых сведены в таблицу 4.

Таблица 4

Численные значения усреднённых аддитивных безразмерных коэффициентов эргономичности систем управления движением танков

Наименование параметра	Исследуемые ВГМ			
	Т-64А	Т-72	Т-80УД	«ОПЛОТ»
Усреднённый аддитивный безразмерный коэффициент эргономичности K	0,297	0,230	0,453	0,630

8. Выводы. Анализируя полученные значения коэффициентов K_1, K_2 и K_3 , которые являются составными частями усреднённого аддитивного безразмерного коэффициента эргономичности K , можно сделать следующие выводы:

- система управления танка «ОПЛОТ» имеет существенные преимущества по величине энергозатрат на управление (см. коэффициент K_2 таблица 2), которые в разы меньше, чем у сравниваемых танков;

- преимущество системы управления движением танка «ОПЛОТ» по относительному коэффициенту оптимальности усилий K_1 на органах управления (таблица 1) существенно в сравнении с системами управления танков Т-64 и Т-72. Улучшение значения коэффициента K_1 у танка «ОПЛОТ» по сравнению с его значением, полученным для системы управления движением танка Т-80УД, незначительно, поскольку преимущество достигнуто исключительно за счёт применения штурвала в системе управления движением танка «ОПЛОТ», при этом приводы подачи топлива и тормоза заимствуются с танка Т-80УД.

- полученные значения коэффициента реактивности K_3 свидетельствуют о том, что время реакции на управляющее воздействие, у исследуемых ВГМ, практически одинаково. Это обусловлено одинаковыми условиями испытаний (в части момента сопротивления повороту – свойства грунта), близкими значениями массово-инерционных характеристик и удельной мощности, а также идентичностью конструкции и параметров фрикционных устройств трансмиссии исследуемых ВГМ.

Принимая во внимание вышеизложенные рассуждения и полученные значения усреднённого аддитивного безразмерного коэффициента эргономичности K для различных систем управления движением и сравнивая их с оптимальным - единичным значением становится очевидно, что автоматизированная электрогидравлическая система управления движением танка «ОПЛОТ» обладает наилучшей эргономикой по сравнению с системами управления движением танков Т-64, Т-72, Т-80УД. Дальнейшие работы и исследования по улучшению эргономических показателей системы управления движением танка «ОПЛОТ» должны быть направлены на снижение усилий на педалях подачи топлива и тормоза, а так же на применение более быстродействующих электрогидравлических исполнительных механизмов коробок передач.

Литература: 1. Акт №73 от 20.04.2004г. «О результатах определения усилий на органах управления движением танка Т-64». Харьков, ХКБМ -2с. 2. Акт №286 от 23.11.2006г. «О результатах завершения конструкторско-доводочных испытаний (КДИ) комплексной системы управления движением (КСУД)». Харьков, ХКБМ – 13с. 3. Бобряшов А.Н., Гошков А.И., Гудков А.И., Жеведев Ю.М., «Эргономические показатели автоматизированной системы управле-

ния движением танков». – ВБТ №1, 1983. - 59с. 4. Бойко Е.И. «Из истории хронометрического исследования реакций» //Вопросы психологии, 1963, № 6. С. 135—144. 5. Бойко Е. И. «Время реакции человека». М.: Медицина, 1964. 6. Гамынин Н.С. «Гидравлический привод систем управления». – М.: Машиностроение, 1972. –376с. 7. ГОСТ 21752-76 «Система человек-машина. Маховики управления и штурвалы. Общие эргономические требования». 8. ГОСТ 21753-76 «Система человек-машина. Рычаги управления. Общие эргономические требования». 9. ГОСТ 22895-77 «Тормозные системы автотранспортных средств. Технические требования. Педали тормоза». 10. ГОСТ 21398-89 «Автомобили грузовые. Общие технические требования. Педали подачи топлива, сцепления». 11. Алексеев О.А, Иматович В.Ю., Каган Д.Б., Кауфман А.Л., Садовский-Вилимас А.Л. «Электрогидравлическая дистанционная система управления». ВБТ №2, 1970 - 56с. 12. Ост ВЗ-5971-85. «Трансмиссии военных гусеничных машин. Метод расчета динамических процессов в МТУ в переходных режимах работы». -196с. 13. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро и пневмосистем. – М.:Машиностроение, 1982. –504с. 14. Техническая записка №100 от 10.10.2008г. «О результатах стендовых исследований процесса переключения передач механизма управления 478ДУ9.62.360СБ». Харьков, ХКБМ - 3с. 15. Техническая записка №53 от 3.03.2012г. «О результатах определения усилий на органах управления движением танка БМ «ОПЛОТ». Харьков, ХКБМ – 1с.

Bibliography (transliterated): 1. Akt №73 от 20.04.2004г. «O rezul'tatah opredelenija usilij na organah upravlenija dvizheniem tanka T-64». Har'kov, HKBM -2s. 2. Akt №286 от 23.11.2006г. «O rezul'tatah zavershenija konstruktorsko-dovodochnyh ispytanij (KDI) kompleksnoj sistemy upravlenija dvizheniem (KSUD)». Har'kov, HKBM – 13s. 3. Bobrjashov A.N., Goshkov A.I., Gudkov A.I., Zhevedev Ju.M., «Jergonomicheskie pokazateli avtomatizirovannoj sistemy upravlenija dvizheniem tankov». – VBT №1, 1983. - 59s. 4. Bojko E.I. «Iz istorii hronometricheskogo issledovanija reakcij» //Voprosy psihologii, 1963, № 6. С. 135—144. 5. Bojko E. I. «Vremja reakcii cheloveka». M.: Medicina, 1964. 6. Gamynin N.S. «Gidravlicheskiy privod sistem upravlenija». – M.: Mashinostroenie, 1972. –376s. 7. GOST 21752-76 «Sistema chelovek-mashina. Mahoviki upravlenija i shturvaly. Obwie jergonomicheskie trebovanija». 8. GOST 21753-76 «Sistema chelovek-mashina. Rychagi upravlenija. Obwie jergonomicheskie trebovanija». 9. GOST 22895-77 «Tormoznye sistemy avtotransportnyh sredstv. Tehnicheskie trebovanija. Pedali tormoza». 10. GOST 21398-89 «Avtomobili gruzovye. Obwie tehnicheskie trebovanija. Pedali podachi topliva, sceplenija». 11. Alekseev O.A, Imatovich V.Ju., Kagan D.B., Kaufman A.L., Sa-dovskij-Vilimas A.L. «Jelektrogidravlicheskaja distancionnaja sistema upravlenija». VBT №2, 1970 - 56s. 12. Ost V3-5971-85. «Transmissii voennyh gusenichnyh mashin. Metod rascheta di-namicheskikh processov v MTU v perehodnyh rezhimah raboty». -196s. 13. Popov D.N. Dinamika i regulirovanie gidro i pnevmosistem. – M.:Mashinostroenie, 1982. –504s. 14. Tehnicheskaja zapiska №100 от 10.10.2008g. «O rezul'tatah stendovyh issledovanij processa pereklyuchenija peredach mehanizma upravlenija 478DU9.62.360SB». Har'kov, HKBM - 3s. 15. Tehnicheskaja za-piska №53 от 3.03.2012g. «O rezul'tatah opredelenija usilij na organah upravlenija dvizheni-em tanka BM «OPLLOT». Har'kov, HKBM – 1s.

Зімін Д.Б., Слюсаренко Ю.О., Клименко І.В.

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ЕРГОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ СИСТЕМ УПРАВЛІННЯ РУХОМ ТАНКА «ОПЛОТ» І ТАНКІВ, ЯКІ ЗНАХОДЯТЬСЯ НА ОЗБРОЄННІ УКРАЇНСЬКОЇ АРМІЇ

Проведена чисельна оцінка та аналіз ергономічності ручних механогідравлічних і автоматизованих електрогідравлічних систем управління рухом танків, на основі запропонованих ергономічних показників, які використовують експериментальні та нормативні дані державних стандартів України.

Зимин Д.Б., Слюсаренко Ю.А., Клименко И.В.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЭРГОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ ТАНКА «ОПЛОТ» И ТАНКОВ, НАХОДЯЩИХСЯ НА ВООРУЖЕНИИ АРМИИ УКРАИНЫ

Проведена численная оценка и анализ эргономичности ручных механогидравлических и автоматизированных электрогидравлических систем управления движением

танков, на основе предложенных эргономических показателей, использующих экспериментальные и нормативные данные государственных стандартов Украины.

Zimin D.B., Sljusarenko J.A., Klimenko I.V.

THE COMPARATIVE ANALYSIS ERGONOMIC PARAMETERS SYSTEMS
OF CONTROL MOVEMENT TANK «OPL0T» AND THE TANK, WHICH ARE BEING
ON ARMS ARMY OF UKRAINE

The numerical estimation and the analysis ergonomics of the manual mechanically-hydraulic and automated electrohydraulic control systems by movement of tanks, on the basis of the offered ergonomic parameters, using experimental and normative data the standards state of Ukraine is conducted.

УДК 629.33:621.39:004.8

Никонов О.Я., д-р техн. наук; Улько В.Ю., Середина А.И., Стрельникова В.А.

**СОЦИАЛИЗАЦИЯ АВТОМОБИЛЯ НА ОСНОВЕ СОВРЕМЕННЫХ
ИНФОРМАЦИОННО-КОММУНИКАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ**

Постановка проблемы. Стремительный прогресс в информационно-коммуникационных технологиях создает для автомобилестроения практически неограниченные перспективы. И здесь важен как никогда системный подход, осознанный курс на социализацию автомобиля. Существующие отдельные решения информационного обеспечения автомобильного транспорта нуждаются в обобщении, стандартизации и унификации, определении новых специальных требований к созданию компьютерных вычислительных систем и сетей на транспорте. Поэтому, необходимой и актуальной является разработка бортового информационно-коммуникационного комплекса для наземных транспортных средств [1-3].

Анализ последних исследований и публикаций. Американская национальная администрация по безопасности на дорогах уже в 2012-2013 гг. планирует экспериментальные исследования – пределах одного штата объединение автомобилей способных «общаться» друг с другом без участия водителей в одну «социальную сеть». Программа называется The Safety Pilot и основана на уже хорошо знакомых технологиях – GPS и беспроводная связь WiFi. Принцип следующий: каждый автомобиль, оснащенный системой Vehicle-2-Vehicle, будет передавать данные о своём местоположении, направлении и скорости и получать такую же информацию от соседей по трассе. Дальше компьютер моментально анализирует данные и принимает решение – либо сообщить об опасности водителю, либо – в случае экстренной ситуации – самому принять меры в виде, например, экстренного торможения. Собственно, на некоторых марках современных машин некоторые элементы такой активной безопасности существуют уже несколько лет. Однако главным преимуществом разработчики называют именно массовость. К примеру, водитель засыпает за рулём и выезжает на полосу встречного движения перед закрытым поворотом. Водитель, который едет навстречу, ни при каких условиях не догадается, что за несколько метров на него лоб в лоб мчится машина. А компьютер уже будет знать об этом, и время на реакцию как с одной, так и с другой стороны увеличится в десятки раз. Кроме этого, «социализированные» машины смогут сами регулировать скорость потока, что в идеале позволит избавиться от пробок. Поскольку общепризнанным является тот факт, что большинство заторов происходит из-за того,

танков, на основе предложенных эргономических показателей, использующих экспериментальные и нормативные данные государственных стандартов Украины.

Zimin D.B., Sljusarenko J.A., Klimenko I.V.

THE COMPARATIVE ANALYSIS ERGONOMIC PARAMETERS SYSTEMS
OF CONTROL MOVEMENT TANK «OPLOT» AND THE TANK, WHICH ARE BEING
ON ARMS ARMY OF UKRAINE

The numerical estimation and the analysis ergonomics of the manual mechanically-hydraulic and automated electrohydraulic control systems by movement of tanks, on the basis of the offered ergonomic parameters, using experimental and normative data the standards state of Ukraine is conducted.

УДК 629.33:621.39:004.8

Никонов О.Я., д-р техн. наук; Улько В.Ю., Середина А.И., Стрельникова В.А.

**СОЦИАЛИЗАЦИЯ АВТОМОБИЛЯ НА ОСНОВЕ СОВРЕМЕННЫХ
ИНФОРМАЦИОННО-КОММУНИКАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ**

Постановка проблемы. Стремительный прогресс в информационно-коммуникационных технологиях создает для автомобилестроения практически неограниченные перспективы. И здесь важен как никогда системный подход, осознанный курс на социализацию автомобиля. Существующие отдельные решения информационного обеспечения автомобильного транспорта нуждаются в обобщении, стандартизации и унификации, определении новых специальных требований к созданию компьютерных вычислительных систем и сетей на транспорте. Поэтому, необходимой и актуальной является разработка бортового информационно-коммуникационного комплекса для наземных транспортных средств [1-3].

Анализ последних исследований и публикаций. Американская национальная администрация по безопасности на дорогах уже в 2012-2013 гг. планирует экспериментальные исследования – пределах одного штата объединение автомобилей способных «общаться» друг с другом без участия водителей в одну «социальную сеть». Программа называется The Safety Pilot и основана на уже хорошо знакомых технологиях – GPS и беспроводная связь WiFi. Принцип следующий: каждый автомобиль, оснащённый системой Vehicle-2-Vehicle, будет передавать данные о своём местоположении, направлении и скорости и получать такую же информацию от соседей по трассе. Дальше компьютер моментально анализирует данные и принимает решение – либо сообщить об опасности водителю, либо – в случае экстренной ситуации – самому принять меры в виде, например, экстренного торможения. Собственно, на некоторых марках современных машин некоторые элементы такой активной безопасности существуют уже несколько лет. Однако главным преимуществом разработчики называют именно массовость. К примеру, водитель засыпает за рулём и выезжает на полосу встречного движения перед закрытым поворотом. Водитель, который едет навстречу, ни при каких условиях не догадается, что за несколько метров на него лоб в лоб мчится машина. А компьютер уже будет знать об этом, и время на реакцию как с одной, так и с другой стороны увеличится в десятки раз. Кроме этого, «социализированные» машины смогут сами регулировать скорость потока, что в идеале позволит избавиться от пробок. Поскольку общепризнанным является тот факт, что большинство заторов происходит из-за того,

что машины движутся в потоке с разной скоростью. Из-за этого, если кто-то начинает тормозить, следом тормозит весь ряд и потом также рывками разгоняется. Движение с одинаковой, пусть и медленной, скоростью, по словам экспертов, обеспечит равномерность потока машин [1-6].

Над подобными проектами работают и в Европе. 28 компаний, среди которых Opel, AUDI, BMW, Continental, Daimler, Ericsson, Ford, MAN, Bosch, Siemens, Vodafone, Volkswagen, объединились для разработки «интеллектуального» автомобиля и уже потратили около 60 млн евро [4-6].

Рассмотрим более конкретно примеры серийных и концептуальных автомобилей, использующих передовые информационно-коммуникационные технологии, позволяющих в какой-то степени социализировать автомобиль.

Разработанная для автомобиля Nissan Leaf (рис. 1) информационно-коммуникационная система, названная Nissan Connect, победила в номинации «Лучшая мобильная инновация для автомобилей и транспорта» конкурса Global Mobile Awards 2011, проводимого в Барселоне [4]. Новый Nissan Leaf оснащен системами телематики, которые помогают обеспечить больше удобства, комфорта и безопасности для владельцев, а также позволяет получать реальные данные, важные для снижения вредных выбросов в будущем. Информационно-коммуникационная система автомобиля имеет несколько функций, разработанных специально для электромобилей – бортовой журнал электромобиля, контроль состояния аккумуляторной батареи, дистанционное управление зарядкой и климат-контролем. Но самое главное – через специальный сайт любой владелец электромобиля может управлять потреблением энергии своего автомобиля, используя мобильный телефон, смартфон или компьютер.



Рис. 1. Внешний вид и бортовая система автомобиля Nissan Leaf

Компанией Mercedes-Benz разработан концепт F125 (рис. 2) [5].



Рис. 2. Внешний вид и бортовая система автомобиля Mercedes-Benz F125

За футуристичностью интерьера, впечатляющего простотой форм, поверхностей и линий, скрываются десятки передовых технологий и бортовых систем. Особенно разработчики гордятся информационно-развлекательным комплексом @yourCOMAND, демонстрирующим перспективы автомобильной телематики, а также коммуникации человека с окружающим миром. С его помощью, посредством сенсорных экранов, голоса или жестов руки водитель может, не отрываясь от дороги, управлять любой предоставляемой ему полезной и интересной информацией – от сводки новостей до прогноза погоды и данных о пробках. А благодаря функциям Seamless Experience человек всегда будет иметь доступ в Сеть, в том числе к любым интересующим его средствам массовой информации и социальным сетям.

Собственные разработки Mercedes-Benz – оригинальный криволинейный монитор, занимающий верхний угол центральной консоли, обращенный к водителю, и сенсорная площадка на трансмиссионном тоннеле. Причем тачпэда касаться необязательно – он «чувствует» палец даже на высоте примерно до пяти миллиметров. Главным меню пользоваться удобно: достаточно провести пальцем по тачпэду в одном из четырех направлений, чтобы выбрать нужный пункт.

Собственные разработки Mercedes-Benz – оригинальный криволинейный монитор, занимающий верхний угол центральной консоли, обращенный к водителю, и сенсорная площадка на трансмиссионном тоннеле. Причем тачпэда касаться необязательно – он «чувствует» палец даже на высоте примерно до пяти миллиметров. Главным меню пользоваться удобно: достаточно провести пальцем по тачпэду в одном из четырех направлений, чтобы выбрать нужный пункт.

Японская автомобильная компания Toyota в 2011 году на Токийском автосалоне представила свой концепт Fun Vii (рис. 3) [6]. Расшифровывается название автомобиля как Fun Vehicle Interactive Internet – планируется, что информационно-коммуникационная система в салон будет доставлять широкополосный интернет-канал, благодаря которому можно будет скачивать обновления программного обеспечения для бортовых систем. Машины, окрашенные подборкой фото для рабочего стола – именно таким японцы видят «не очень отдаленное будущее». Известно, что в Fun-Vii закладывается возможность обмена информацией с другими участниками движения, автомобилями «френдов», находящимися неподалеку, а также дорожными службами. Некоторыми функциями можно будет управлять с помощью смартфонов водителя и пассажиров. Концепт оснащён электронным помощником Advanced Driving Assist, который может управлять машиной в автоматическом режиме наравне с водителем, выполняя перестроения из ряда в ряд на многополосных дорогах с односторонним движением, а в перспективе будет даже самостоятельно осуществлять обгоны других участников движения.



Рис. 3. Внешний вид и бортовая система автомобиля Toyota Fun Vii

Формулировка цели. Целью работы является разработка бортового информационно-коммуникационного комплекса для наземных транспортных средств в рамках концепции социализации автомобиля, что позволит повысить ритмичность, оперативность, управляемость и прогнозируемость работы наземного транспортного комплекса.

Разработка автомобильного бортового информационно-коммуникационного комплекса. На основе работ [1-3], можно предложить следующую структуру бортового информационно-коммуникационного комплекса на основе биоинтеллектуальной информационно-управляющей системы с использованием гибридной нейроразности сети (рис. 4). Информационно-коммуникационный комплекс имеет модульную структуру.



Рис. 4. Пример структурной схемы бортового информационно-коммуникационного комплекса на основе биоинтеллектуальной информационно-управляющей системы

К нему можно подключать различные виды датчиков, как с аналоговым интерфейсом, так и цифровые. Для обеспечения простоты компоновочных решений, прозрачности проектирования электронных схем и удобства разработки программного обеспечения основой для системы выбрана программно-аппаратная платформа Arduino. Процессорная плата Arduino Uno (рис. 5) для разработки и тестирования экспериментального образца информационно-коммуникационного комплекса выбрана на основе микроконтроллера ATmega328 фирмы Atmel [7]. На плате также присутствует второй микроконтроллер Atmega8U2, но он выполняет роль интерфейса между аппаратным последовательным портом главного микроконтроллера ATmega328 и шиной USB.

Разработка программного обеспечения для проекта Arduino происходит в специальной среде, что позволяет выполнять редактирование кода, программирования микроконтроллера и выполнять отладку программы. Программа разрабатывается на языке, схожим по синтаксису на C/C++. Концептуально программа состоит из двух функций `setup ()` – определение и инициализация компонентов системы и `loop ()` – непрерывный

цикл программы. Фактически программа микроконтролера в среде Arduino IDE напоминает циклограмму промышленных логических контроллеров.

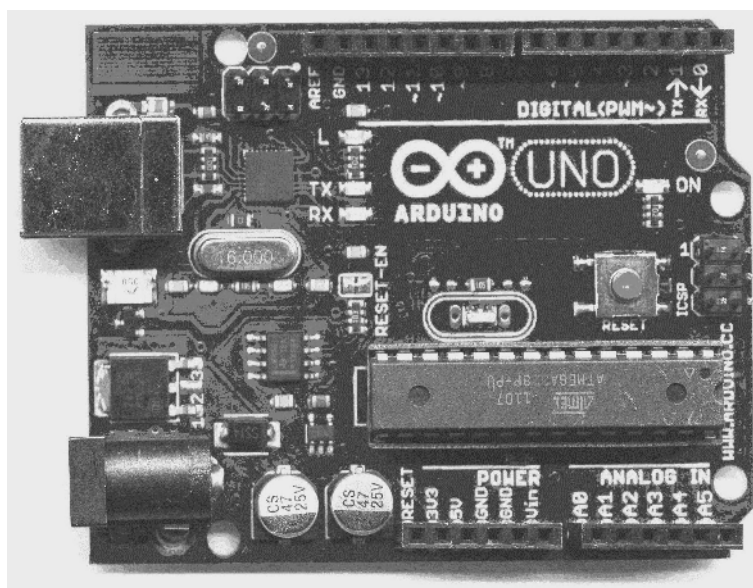


Рис. 5. Процессорная плата совместимая с Arduino Uno

Для налаживания программно-аппаратного комплекса использовался проект Arduinoscope, свободно распространяется по лицензии GNU GPL v3 [8]. Программный комплекс предоставляет возможность в реальном времени наблюдать параметры сигналов, подаваемых на цифровые и аналоговые порты микроконтроллера ATmega328.

Выводы и перспективы дальнейших исследований. Таким образом, проект Arduino предоставляет необходимые компоненты и примеры решений отдельных задач для создания и отладки бортового информационно-коммуникационного комплекса для наземных транспортных средств в рамках концепции социализации автомобиля, что позволит повысить ритмичность, оперативность, управляемость и прогнозируемость работы наземного транспортного комплекса.

Литература: 1. Никонов О.Я. Интегрированные информационно-управляющие телематические системы транспортных средств / О.Я. Никонов, О.А. Подоляка, А.И. Середина // *Механіка та машинобудування*. – 2011. – №1. – С. 118–123. 2. Информационные технологии на автомобильном транспорте / [Власов В.М., Николаев В.Б., Постолит А.В. и др.] – М.: МАДИ (ГТУ), 2006. – 283 с. 3. Алексієв О.П. Телематика, мехатроника та синергетика на автомобільному транспорті / О.П. Алексієв, В.О. Алексієв, О.І. Туренко // *Автомобільний транспорт*. – 2009. – №25. – С. 266–270. 4. <http://www.motorpage.ru>. 5. <http://www.mercedes-benz.ua>. 6. <http://www.drive.ru/toyota>. 7. <http://www.atmel.com>. 8. <http://code.google.com/p/arduinoscope>.

Bibliography (transliterated): 1. Nikonov O.Ja. *Integrirovannye informacionno-upravljajuwie telematicheskie sistemy transportnyh sredstv* / O.Ja. Nikonov, O.A. Podoljaka, A.I. Seredina // *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – 2011. – №1. – S. 118–123. 2. *Informacionnye tehnologii na avtomobil'nom transporte* / [Vlasov V.M., Nikola-ev V.B., Postolit A.V. i dr.] – M.: MADI (GTU), 2006. – 283 s. 3. *Aleksiev O.P. Tele-matika, mehatronika ta sinergetika na avtomobil'nomu transporti* / O.P. Aleksiev, V.O. Aleksiev, O.I. Turenko // *Avtomobil'nyj transport*. – 2009. – №25. – S. 266–270. 4. <http://www.motorpage.ru>. 5. <http://www.mercedes-benz.ua>. 6. <http://www.drive.ru/toyota>. 7. <http://www.atmel.com>. 8. <http://code.google.com/p/arduinoscope>.

Ніконов О.Я., Улько В.Ю., Середина Г.І., Стрельнікова В.А.

**СОЦІАЛІЗАЦІЯ АВТОМОБІЛЯ НА ОСНОВІ СУЧАСНИХ
ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

У роботі наведено приклад розробки бортового інформаційно-комунікаційного комплексу для наземних транспортних засобів в рамках концепції соціалізації автомобіля на основі програмно-апаратної платформи Arduino.

Никонов О.Я., Улько В.Ю., Середина А.И., Стрельникова В.А.

**СОЦИАЛИЗАЦИЯ АВТОМОБИЛЯ НА ОСНОВЕ СОВРЕМЕННЫХ
ИНФОРМАЦИОННО-КОММУНИКАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ**

В работе приведен пример разработки бортового информационно-коммуникативного комплекса для наземных транспортных средств в рамках концепции социализации автомобиля на основе программно-аппаратной платформы Arduino.

Nikonov O.J., Ulko V.J., Seredina A.I., Strelnikova V.A.

**SOCIALIZATION OF THE CAR ON THE BASIS OF MODERN
INFORMATION AND COMMUNICATION TECHNOLOGIES**

In an example of the onboard information and communications complex for vehicles under the concept of socialization car based on software and hardware platform Arduino is developed.

ТЕХНОЛОГІЯ **МАШИНОБУДУВАННЯ**

УДК 621.91.01-36

Лавриненко С.Н., д-р техн. наук

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ НАЛИЧИЯ ВНУТРЕННИХ НАПРЯЖЕНИЙ В ПОЛИМЕРНЫХ ЗАГОТОВКАХ И ГОТОВЫХ УЛЬТРАПРЕЦИЗИОННЫХ БИОИНЖЕНЕРНЫХ ИЗДЕЛИЯХ

Введение. Для производства прецизионных и ультрапрецизионных функциональных полимерных изделий, обладающих заданными эксплуатационными характеристиками, необходимо соблюдение соответствия жестким требованиям к качеству исходного сырья для производства полимера, отсутствию инородных включений как на поверхности так и в объеме материала, отсутствию остаточных напряжений в блочном полимере и в порезанных заготовках. Исходные заготовки для последующей получистой и чистовой обработки получают методом порезки исходного полимерного блока со значительным припуском на получистовую обработку, снятие которого гарантирует минимальный уровень остаточных напряжений в поверхностном слое, возникших в процессе порезки блока.

Для особо ответственных изделий, например, для биоинженерной ультрапрецизионной оптики, интраокулярных и контактных линз, необходимо тестирование наличия и характера внутренних напряжений в полимерной заготовке для определения оптимального раскроя блока с выбраковкой участков с чрезмерными внутренними напряжениями, выбора возможного способа релаксации допустимых напряжений после порезки и черновой обработки и для выработки технологических решений по проведению получистой и чистовой лезвийной обработки, которые могли бы также способствовать снижению уровня этих напряжений (направление подачи, уровень скоростей главного движения резания и рабочих ходов и т.п.) вплоть до контроля и сертификации готового оптического изделия.

Анализ публикаций. Чрезвычайно ответственным этапом процесса производства оптических изделий высокого качества является процедура подготовки исходной мономерной композиции и условия полимеризации (радикальная, фронтальная и т.п.), в процессе которой формируется макроструктура глобул и пространственная ориентация макромолекул, определяющие образование "свилей", образуются дефекты в виде пузырьков воздуха, посторонних включений и т.п.; температура полимеризации; полученная молекулярная масса полимерной заготовки; процентное содержание остаточного мономера [1]. Предполагается получение исходного обрабатываемого материала в соответствии с паспортом качества и определенными требованиями стандартов, однако предварительный общий контроль качественных показателей исходной заготовки безусловно необходим. Уровень изначальной дефектности заготовки контролируется визуально-оптическим методом при помощи микроскопов различных конструкций, обеспечивающих удобное расположение контролируемой заготовки на предметном столе или в специальном приспособлении для ее крепления. Обычно используется шести-,

восьми- или десятикратное увеличение для определения внутренних дефектов или включений (воздушные пузырьки, инородные включения, включения мономера, внутренние трещины и т.п.) или внешних поверхностных дефектов (царапины, каверны, трещины серебра и т.п.) [2]. Использование объективов с большим увеличением на данном этапе нецелесообразно вследствие уменьшения показателей глубины резкости, что препятствует исследованию всего внутреннего объема заготовки оптического полимера [3].

Цель работы. Разработка методики тестирования наличия и характера внутренних напряжений в полимерной заготовке для биоинженерной ультрапрецизионной оптики с целью определения оптимального раскроя блока; выбраковки участков с чрезмерными внутренними напряжениями; выбора возможного способа релаксации допустимых напряжений после порезки и после черновой, получистовой и чистовой лезвийной обработки; для контроля и сертификации готового оптического изделия.

Методика оценки наличия внутренних напряжений. Ультрарезиционная механическая обработка предусматривает высокую технологичность процесса, в котором основная часть факторов, определяющих качество получаемых в результате оптических изделий, оптимизирована, нормирована и строго контролируется. При этом предполагается минимальная дефектность вновь образованного поверхностного слоя и минимальный уровень вносимых или уже присутствующих в нем напряжений, которые могут привести к ускоренному старению полимера, то есть активизировать микроразрушение его поверхности за счет образования трещин серебра и других микро- и субмикрордефектов.

Исходя из изложенного, была разработана методика для тестирования качества исходной структуры и структуры обработанного полимера, наличия в нем внутренних напряжений, определения их характера и глубины проникновения в объем поверхностного слоя готового изделия – методика поляризационно-оптического сканирования в проникающем световом потоке. В основу этой методики положено явление фотоупругости стеклообразных аморфных полимеров, за счет которого по изменению цветовой гаммы и интенсивности световых пятен анализируемого проникающего поляризованного света можно определять не только качественные параметры выявленных напряжений, но и косвенно оценивать также их количественные характеристики. Принципиальная схема экспериментального стенда для тестирования наличия и характера остаточных напряжений в полимерных заготовках и готовых изделиях представлена на рис. 1.

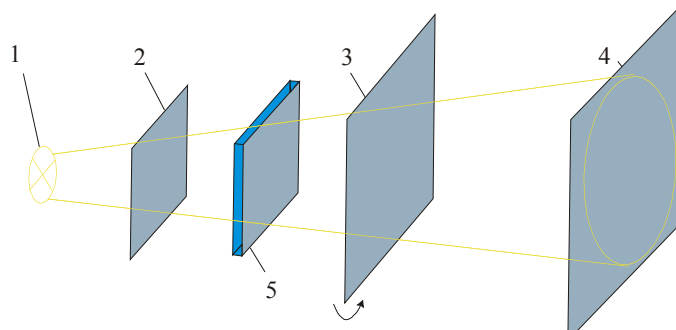


Рис. 1. Схема поляризационно-оптического стенда для контроля внутренних напряжений в полимерных оптических изделиях: 1 – сфокусированный источник белого света; 2 – поляризатор; 3 – анализатор; 4 – экран; 5 – образец

В качестве источника белого света (1) применяется галогенная лампа мощностью 200 Вт с фокусионной линзой и принудительным воздушным охлаждением. Кон-

тролируемый образец (5) оптически прозрачного полимера помещается между поляризатором (2) и анализатором (3), при этом анализатор имеет возможность вращаться вокруг оптической оси. В качестве поляризатора и анализатора используются полимерные пленочные поляризаторы с рабочей длиной волны поляризуемого света в пределах 430 – 670 нм. Световой пучок от сфокусированного источника белого света, пройдя через поляризатор, образец и анализатор, попадает на экран (4) для визуальной качественной оценки результатов контроля.

После этапа визуального контроля качества исходной заготовки, а также обмера ее геометрических параметров, необходим контроль уровня остаточных напряжений в полимерном материале, возникших на этапе полимеризации, а также уровень остаточных напряжений после предварительной обработки. Для этого наиболее целесообразно использовать поляризационно-оптический метод.

На рис. 2 представлены качественные результаты тестирования заготовки для производства асферических вогнутых линз из листового полистирола размером 125 x 125 мм и толщиной 4 мм.

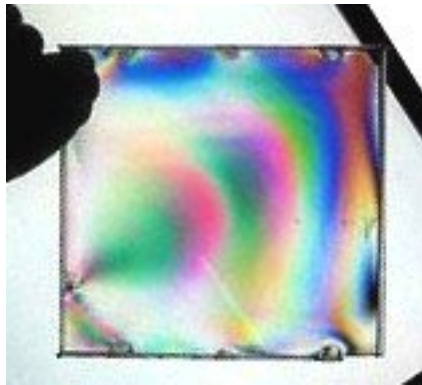


Рис. 2. Результаты тестирования наличия и характера распространения внутренних напряжений в полимерной заготовке (изображение на экране стенда)

Как видно из рисунка пластина имеет неоднородности в распространении внутренних напряжений, заложенных на этапе полимеризации и порезки. Темные участки при этом характеризуют зоны с высоким уровнем напряжений и при последующем раскрое необходимо учитывать тот факт, что можно использовать только те участки заготовки, которые по однородности распространения внутренних напряжений отвечают требованиям высокого качества и не нуждаются в дополнительной тепловой или криогенной релаксации внутренних напряжений перед чистовой механической обработкой. Часть заготовки подлежит выбраковке с передачей ее для производства малоответственных конструкционных деталей.

Разработанный стенд позволяет контролировать качество исходной структуры полимерной заготовки, контролировать наличие и характер внутренних напряжений при черновой обработке заготовки в размер, а также осуществлять ключевой контроль на этапах прецизионной и ультрапрецизионной алмазной однолезвийной обработки. При этом следует отметить, что контроль внутренних напряжений на этих этапах (при использовании правильно выбранной заготовки и соблюдении всех предписанных технологических требований процесса производства) более сложная задача, так как получаемая в поляризованном свете картина не является достаточно четко выраженной из-за низкого уровня напряжений в поверхностном слое обрабатываемого полимера. Однако применение ССD камеры с большим разрешением для регистрации и цифровой компьютерной обработки полученных изображений позволили получить четкую кар-

тину распространения внутренних напряжений очень низкого уровня в готовых прецизионных и ультрапрецизионных полимерных изделиях. На рис. 3 представлена картина распределения остаточных внутренних напряжений в асферической линзе из полистирола.

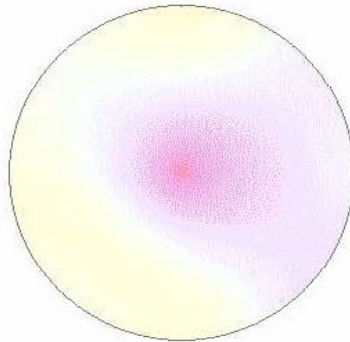


Рис. 3. Распределения остаточных внутренних напряжений в асферической линзе из полистирола

По характеру распределения остаточных внутренних напряжений можно четко проследить влияние кинематики взаимодействия инструмента и обрабатываемого материала. В направлении к оси заготовки, где скорость перемещения режущей кромки вдоль обрабатываемой поверхности является наименьшей (даже при условии коррекции скорости резания), уровень напряжений, вследствие роста тепловой и динамической напряженности процесса, является наибольшей.

Дальнейшее развитие данной методики тестирования и контроля качества заготовок и готовой продукции при производстве полимерной оптики с высокими эксплуатационными характеристиками предполагает создание компьютерной программы для количественной оценки уровня внутренних напряжений, а также для комплексного физического моделирования процессов прецизионной и ультрапрецизионной механической обработки оптических термопластических полимерных материалов и композиций на их основе.

Выводы:

1. Методика контроля наличия остаточных напряжений в заготовках на всех этапах производственного цикла и дальнейшее совершенствование технологического процесса порезки и предварительной подготовки заготовок для высококачественных полимерных биоинженерных изделий позволит обеспечивать новый уровень функциональных свойств и повысит их стабильность в процессе эксплуатации.

2. Для усовершенствования представленной разработки необходимо создание программного обеспечения для количественной оценки уровня напряжений и цифровой обработки полученных результатов с учетом показателей фотоупругости конкретных обрабатываемых оптических полимеров.

Литература: 1. Аскадский А.А., Матвеев Ю.И. *Химическое строение и физические свойства полимеров*. М.: Химия, 1983. – 538 с. 2. Сенчишин В.Г. *Фундаментальные оптические потери в прозрачных полимерных матрицах* // *Вісник ХДУ, серія "Фізика"*, 1999. – Т.3. – № 440. – С. 62–66. 3. Шепурев Э.И. *Полимерные оптические материалы*. Л.: ЛДНТП, 1987. – 136 с.

Bibliography (transliterated): 1. Askadskij A.A., Matveev Ju.I. *Himicheskoe stroenie i fizicheskie svoystva polimerov*. M.: Himija, 1983. – 538 s. 2. Senchishin V.G. *Fundamental'nye opticheskie poteri v prozrachnyh polimernyh matricah* // *Visnik HDU, serija "Fizika"*, 1999. – T.3. – № 440. – S. 62–66. 3. Shepurev Je.I. *Polimernye opticheskie materialy*. L.: LDNTP, 1987. – 136 s.

Лавриненко С.М.

**МЕТОДИКА ОЦІНКИ НАЯВНОСТІ ВНУТРІШНІХ НАПРУЖЕНЬ
У ПОЛІМЕРНИХ ЗАГОТОВКАХ ТА ГОТОВИХ УЛЬТРАПРЕЦИЗІЙНИХ
БІОІНЖЕНЕРНИХ ВИРОБАХ**

Залишкові напруги різної природи в значній мірі впливають на функціональні характеристики готових виробів. Для біоінженерної ультрапрецизійної оптики, наприклад, інтраокулярних та контактних лінз, необхідно тестування наявності і характеру внутрішніх напружень в полімерних заготовках для визначення оптимального розкрою блоку з вибракуванням ділянок з надмірними внутрішніми напруженнями; вибору можливого способу релаксації допустимих напружень після порізки та після чорнкової, получистової і чистової лезової обробки; для контролю і сертифікації готового оптичного виробу. Розроблено методика поляризаційно-оптичного сканування в проникаючому потоці білого світла, що дозволяє визначати наявність, характер і глибину проникнення в об'єм полімерного матеріалу внутрішніх напружень.

Лавриненко С.Н.

**МЕТОДИКА ОЦЕНКИ НАЛИЧИЯ ВНУТРЕННИХ НАПРЯЖЕНИЙ В
ПОЛИМЕРНЫХ ЗАГОТОВКАХ И ГОТОВЫХ УЛЬТРАПРЕЦИЗИОННЫХ
БИОИНЖЕНЕРНЫХ ИЗДЕЛИЯХ**

Остаточные напряжения различной природы в значительной степени влияют на функциональные характеристики готовых изделий. Для биоинженерной ультрапрецизионной оптики, например, интраокулярных и контактных линз, необходимо тестирование наличия и характера внутренних напряжений в полимерной заготовке для определения оптимального раскроя блока с выбраковкой участков с чрезмерными внутренними напряжениями; выбора возможного способа релаксации допустимых напряжений после порезки и после черновой, получистовой и чистовой лезвийной обработки; для контроля и сертификации готового оптического изделия. Разработана методика поляризационно-оптического сканирования в проникающем потоке белого света, позволяющая определять наличие, характер и глубину проникновения в объем полимерного материала внутренних напряжений.

Lavrynenko S.N.

**METHODOLOGY OF INTERNAL STRESSES ASSESSMENT
IN POLYMER WORKPIECES AND FINISHED ULTRAPRECISION
BIOENGINEERING COMPONENTS**

Residual stresses of different nature have a significant impact on the functional characteristics of the finished product. For bioengineering ultraprecision optics, for example, intraocular and contact lenses, to test the existence and nature of the internal stresses in the polymer workpiece to determine the optimal cutting block culling areas with excessive internal stresses, the choice of possible ways allowable stress relaxation after cutting and after roughing, and finishing processing blade, for the inspection and certification of finished optical products. The technique of polarization-optical scanning acting beams of white light that allows to determine the internal stresses existence, its nature and depth of penetration into the bulk polymer material.

АНАЛИЗ СПОСОБОВ ПОДГОТОВКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ ДЛЯ НАПЫЛЕНИЯ ГАЗОТЕРМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ

Постановка проблемы. Одним из путей повышения ресурса техники и снижения расходов на запасные части является внедрение в производство технологии восстановления и упрочнения деталей с использованием методов газотермического напыления (газопламенное, плазменное, детонационное напыление; электродуговая металлизация). В настоящее время разработаны различные виды порошков, усовершенствованы оборудование и технологии нанесения покрытий, что обуславливает возможность их широкого применения для упрочнения и восстановления деталей машин и оборудования. В промышленно развитых странах с целью решения экологических проблем методы газотермического напыления покрытий, в том числе и газопламенное, используются для замены гальванических технологий. Однако наряду с преимуществами (простота метода, компактность и относительно низкая стоимость оборудования) газопламенное напыление обладает рядом недостатков, которые ограничивают его область применения: низкая прочность сцепления покрытия с основой и его когезионная прочность, высокие пористость и уровень остаточных напряжений в покрытии. Надежность восстановленных деталей во многом зависит от качества напыляемых покрытий, которое определяется, прежде всего, прочностью сцепления его с основой. Последняя зависит от качества подготовки напыляемой поверхности и в большей степени от её шероховатости. Поэтому проблема создания требуемой шероховатости поверхности, обеспечивающей высокий уровень прочности сцепления покрытия с основой, является актуальной.

Анализ последних достижений и публикаций. Установлено [1 – 4], что соединение напыляемого покрытия с основой определяется химическим взаимодействием, силами межмолекулярного взаимодействия и механическим зацеплением. В связи с этим существенное влияние оказывают состав и структура основного материала; параметры шероховатости, основные механические характеристики приповерхностного слоя, твердость, плотность, теплофизические свойства, величина и знак остаточных напряжений, толщина и свойства оксидной пленки и адсорбированных слоев, наличие и основные характеристики промежуточных подслоев.

Предварительная обработка поверхности основы является одним из основных факторов обеспечивающих высокую прочность сцепления покрытия с основой, т.к. в большинстве случаев соединение напыленного покрытия с материалом детали происходит в результате механического сцепления. Следовательно, для того, чтобы напыляемые частицы, которые ударяются и деформируются об основу, прочно сцеплялись с напыляемой поверхностью, основа должна иметь оптимальную шероховатость.

Необходимо отметить, что обеспечение требуемой шероховатости напыляемой поверхности не снимает такие вопросы подготовки поверхности как промывка, удаление влаги, масла, а также окисной пленки.

Существуют следующие способы предварительной обработки поверхностей перед напылением газотермических покрытий [1, 2, 5, 6]:

- механические способы обработки со снятием стружки: нарезание рваной резьбы, фрезерование насечки, фрезерование канавок клиновидной формы, насечка канавок зубилом, нарезание кольцевых канавок, иглофрезерование;

- механические способы обработки без снятия стружки: накатка резьбы, косая сетчатая накатка, обработка методами поверхностного пластического деформирования;
- комбинированные способы механической обработки: нарезка резьбы и прикатка, нарезка резьбы и струйная обработка абразивом;
- обработка свободными абразивами: вибрационная, виброхимическая, центробежная, ультразвуковая, струйно-абразивная;
- предварительное нанесение подслоев из молибдена, никеля, никелевых сплавов, композиционных порошков методами газотермического напыления;
- электроискровая обработка никелевым электродом;
- химическое травление;
- активация подложки дуговым разрядом;
- очистка тлеющим разрядом, катодное распыление.

В соответствии с ГОСТ 9.304-87 в качестве предпочтительного способа обработки для придания шероховатости поверхности и очистки от окислов рекомендуется струйно-абразивная обработка. При этом рекомендованная шероховатость поверхности Ra составляет 6,3 – 16 мкм. Механизм образования развитой шероховатости методом струйно-абразивной обработки рассматривается в работах А. Д. Двоглазовой и Б. А. Поповкина, Ю. А. Медведева и др. [7, 8]. Однако вредное воздействие на здоровье человека и окружающую среду стимулирует ученых к изучению и развитию альтернативных способов подготовки поверхностей под напыление, к которым относятся: механическая обработка, нанесение подслоев и электроискровая обработка [3, 9, 10, 11, 12]. Влияние способов обработки на показатели качества поверхностного слоя рассмотрено в работах Безъязычного, А. В., Лапина В. В., Писаревского М. И., Султанова Т. А., Сулова А. Г., Якухина В. Г., Якушева А.И. и др.

Цель и постановка задач исследования. Наша задача состоит в оценке технических характеристик основных методов, применяемых для обработки поверхностей перед напылением газопламенных покрытий, и выборе наиболее технологичного с точки зрения обеспечения высокой прочности сцепления покрытия с основой, универсальности и экологичности технологии.

Результаты исследования. Разумеется, что различные способы обработки дают неодинаковую шероховатость поверхностей, а следовательно, и различную степень соединения напыленного слоя с основанием. В таблице 1 приведены основные способы подготовки поверхностей деталей и прочности сцепления покрытий с основой.

Анализ способов подготовки поверхностей показал, что наивысшую прочность сцепления покрытия с основой обеспечивает электроискровая обработка, на втором месте – нарезка рваной резьбы, затем нарезка резьбы с последующей накаткой роликом, накатка, пескоструйная обработка, предварительное нанесение подслоев.

Не смотря на то, что механические методы обработки поверхности обеспечивают достаточно высокую прочность сцепления напыляемого покрытия с основой и удовлетворяют требованию экологичности, однако общим недостатком этих методов является снижение прочностных характеристик и повышение себестоимости восстанавливаемых деталей, так как удаление части материала детали в стружку приводит к значительному увеличению расхода напыляемого порошка.

Абразивно-струйная обработка выгодно отличается своей производительностью, однако в некоторых случаях не обеспечивает достаточного уровня адгезионной прочности напыляемых покрытий. Во многих работах отмечается крайне негативное влияние такой обработки на здоровье человека и состояние окружающей среды.

Способы подготовки поверхностей под газопламенное напыление покрытий и их характеристики

Способ подготовки поверхности	Цель обработки, и для каких деталей применяется	Прочность сцепления (по деформации сдвига), МПа	Достоинства	Недостатки
1	2	3	4	5
Накатка (прямая, косая, перекрестная)	Подготовка стальных незакаленных деталей ($HRC \leq 35$) работающих при высоких динамических нагрузках.	100,0	Технологичность и простота процесса.	Подходит только для деталей цилиндрической формы.
Нарезка рваной резьбы	При напылении покрытий толщиной более 1,0 мм на детали, работающие в условиях повышенных нагрузок.	152,0	Технологичность и простота процесса.	Не подходит для обработки твердых и хрупких материалов, и поверхностей неправильной формы. Нецелесообразно для тонкого покрытия.
Нарезка резьбы с последующей накаткой роликом	Создание «замкового профиля» при подготовке деталей типа вал перед нанесением толстых покрытий (от 2 мм и более).	144,0	Технологичность и простота процесса.	Снижаются прочностные характеристики деталей, в частности сопротивление усталости.
Пескоструйная обработка	Повышение шероховатости поверхности при подготовке деталей различной формы.	34,5	Малая энергоемкость и высокая производительность.	Экологически «грязный» метод.
Предварительное нанесение подслоев газотермическим напылением	Применяются при значительном различии коэффициентов термического расширения материала покрытия и основы.	33,1	Высокая производительность и возможность применения для деталей различной формы.	Повышенная себестоимость восстанавливаемых деталей.
Электроискровая обработка	Подготовка поверхностей деталей из малоуглеродистых сталей при напылении толстых слоев на плоскости и поверхности вращения.	167,0	Возможность применения для деталей различной формы с твердостью поверхности $HRC > 40$. Мобильность оборудования.	Относительно низкая производительность процесса.

Предварительное нанесение подслоев из молибдена, никеля и композиционных порошков методами газотермического напыления благотворно сказывается на величине адгезионной прочности газопламенных покрытий, но при этом существенно повышается себестоимость восстановленных деталей и трудоемкость процесса восстановления.

При электроискровой обработке обеспечивается хорошее сцепление между покрытием и подложкой за счет повышения шероховатости. Причем метод позволяет обрабатывать поверхности с твердостью HRC>40, и в отличие от методов механической обработки может применяться для деталей различной формы и размеров. Электроискровая обработка является экологически чистым методом, позволяет управлять прочностью сцепления покрытия с основой не только за счет повышения шероховатости, но и путем изменения химического состава приповерхностного слоя при использовании различных материалов в качестве электрода.

Выводы.

1. Анализ технических характеристик основных методов, применяемых для обработки поверхностей перед напылением газопламенных покрытий, показал, что наивысшую прочность сцепления напыленного покрытия с основой обеспечивает электроискровая обработка.

2. Метод позволяет управлять прочностью сцепления в широких пределах путем изменения химического состава приповерхностного слоя при использовании различных материалов в качестве электрода.

3. Электроискровая обработка является экологически безопасным методом и позволяет обрабатывать поверхности с твердостью HRC>40, что является важным при восстановительном ремонте деталей машин.

4. Решение проблемы повышения прочности сцепления газопламенных покрытий с основой целесообразно осуществить путем применения электроискровой обработки для подготовки поверхности.

Литература: 1. Борисов Ю.С. Газотермические покрытия из порошковых материалов / Ю.С. Борисов, Ю.А. Харламов. – Киев: Наукова Думка, 1987. – 210 с. 2. Витязь П.А. Теория и практика газопламенного напыления / П.А. Витязь, В.С. Ивашко, Е.Д. Мануйло. – Минск: Наука і техника, 1993. – 295 с. 3. Кудинов В.В. Нанесение плазмой тугоплавких покрытий / В.В. Кудинов, В.М. Иванов. – М.: Машиностроение, 1981. – 192 с. 4. Рыкалин Н.Н. Физические и химические проблемы соединения разнородных материалов / Н.Н. Рыкалин, М.Х. Шоршоров, Ю.Л. Красулин. // Неорг. материалы. – 1965. –Т.1. – С. 29 – 36. 5. Терехов Д.Ю. Способ подготовки поверхности перед газотермическим напылением / Д.Ю. Терехов, Б.М. Соловьев // Авторское свидетельство СССР №1638198 АІ С23С 4/02 30.08.91 Бюл. №32. – Всесоюзное научно-производственное объединение восстановления деталей «Ремдеталь». 6. Надольский В.О. Способ подготовки поверхности деталей / В.О. Надольский, А.Н. Навознов // Авторское свидетельство СССР № 1758082 АІ С23С 4/02 30.08.92. Бюл. №32. 7. Медведев Ю.А. О влиянии шероховатости и степени наклепа на прочность сцепления плазменных покрытий / Ю.А. Медведев, И.А. Морозов // Физика и химия обработки материалов. – 1975. – №4. – С. 27-30. 8. Поповкин Б.А. Прогрессивная технология и оборудование для дробеструйной очистки металла / Б.А. Поповкин // Технология, организация производства и управления. – 1978. – №10. – С. 31 – 35. 9. Ивашко В.С. Прочность сцепления покрытий из самофлюсующихся твердых сплавов / В.С. Ивашко // Машиностроение. – 1979. – Вып. 2. – С. 103-105. 10. Кудинов В.В. Получение покрытий высокотемпературным распылением / В.В. Кудинов., Л.К. Дружинин. – М.: МИР, 1973. – 85 с. 11. Куприянов И. Л. Газотермические покрытия с повышенной прочностью сцепления / И. Л. Куприянов, М. А. Геллер. – Минск: Наука і тэхніка, 1990. – 176 с. 12. Масино М.А. Организация восстановления автомобильных деталей / М.А. Масино. – М.: Транспорт, 1981. – 176 с.

Bibliography (transliterated): 1. Borisov Ju.S. *Gazotermicheskie pokrytija iz poroshkovyh materialov* / Ju.S. Borisov, Ju.A. Harlamov. – Kiev: Naukova Dumka, 1987. – 210 s. 2. Vitjaz' P.A. *Teorija i praktika gazoplamnennogo napylenija* / P.A. Vitjaz', V.S. Ivashko, E.D. Manujlo. – Minsk: Navuka i tehnika, 1993. – 295 s. 3. Kudinov V.V. *Nanesenie plazmoj tugoplavkih pokrytij* / V.V. Kudinov, V.M. Ivanov. – M.: Mashinostroenie, 1981. – 192 s. 4. Rykalin N.N. *Fizicheskie i himicheskie problemy soedinenija raznorodnyh materialov* / N.N. Rykalin, M.X. Shorshorov, Ju.L. Krasulin. // *Neorg. materialy*. – 1965. – T.1. – S. 29 – 36. 5. Terehov D.Ju. *Sposob podgotovki poverhnosti pered gazotermicheskim napyleniem* / D.Ju. Terehov, B.M. Solov'ev // *Avto-rskoe svidetel'stvo SSSR №1638198 AI S23S 4/02 30.08.91 Bjul. №32*. – *Vsesojuznoe nauchno-proizvodstvennoe ob#edinenie vosstanovlenija detalej «Remdetal'»*. 6. Nadol'skij V.O. *Spo-sob podgotovki poverhnosti detalej* / V.O. Nadol'skij, A.N. Navoznov // *Avtorskoe svidete-l'stvo SSSR № 1758082 AI S23S 4/02 30.08.92. Bjul. №32*. 7. Medvedev Ju.A. *O vlijanii shero-hovatosti i stepeni naklepa na prochnost' sceplenija plazmennyh pokrytij* / Ju.A. Medvedev, I.A. Morozov // *Fizika i himija obrabotki materialov*. – 1975. – №4. – S. 27-30. 8. Popovkin B.A. *Progressivnaja tehnologija i oborudovanie dlja drobestrujnoj ochistki metala* / B.A. Popovkin // *Tehnologija, organizacija proizvodstva i upravlenija*. □ 1978. □ №10. – S. 31 □ 35. 9. Ivashko V.S. *Prochnost' sceplenija pokrytij iz samofljususujuvihsja tverdih splavov* / V.S. Ivashko // *Mashinostroenie*. – 1979. – Вып. 2. – S. 103-105. 10. Kudinov V.V. *Poluchenie pokry-tij vysokotemperaturnym raspyleniem* / V.V. Kudinov., L.K. Druzhinin. – M.: MIR, 1973. – 85 s. 11. Kuprijanov I. L. *Gazotermicheskie pokrytija s povyshennoj prochnost'ju sceplenija* / I. L. Kuprijanov, M. A. Geller. – Minsk: Navuka i tjehnika, 1990. – 176 s. 12. Masino M.A. *Organiza-cija vosstanovlenija avtomobil'nyh detalej* / M.A. Masino. – M.: Transport, 1981. – 176 s.

Лузан С.О., Горбачевська О.М., Биша В.М.

АНАЛІЗ СПОСОБІВ ПІДГОТОВКИ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ ДЛЯ НАПИЛЕННЯ ГАЗОТЕРМІЧНИХ ПОКРИТТІВ

Проведено аналіз існуючих способів підготовки поверхонь деталей перед напиленням газотермічних покриттів. Обґрунтовано вибір електроіскрової обробки в якості методу підготовки поверхні основи при відновлювальному ремонті деталей машин.

Лузан С.А., канд. техн. наук; Горбачевская О.М., Биша В.М.

АНАЛИЗ СПОСОБОВ ПОДГОТОВКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ ДЛЯ НАПЫЛЕНИЯ ГАЗОТЕРМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ

Проведен анализ существующих способов подготовки поверхностей деталей перед напылением газотермических покрытий. Обосновано выбор электроискровой обработки в качестве метода подготовки поверхности основы при восстановительном ремонте деталей машин.

Luzan S.O., Gorbachevska O.M., Bisha V.M.

THE ANALYSIS OF DETAILS SURFACES PREPARATION METHODS TO DEPOSITING THERMAL SPRAYED COATINGS

The analysis of existing methods of details surfaces preparation before depositing thermal sprayed coatings is carried out. The choice of electrospark treatment for substrate surfaces preparation at regenerative repair of machine parts is proved.

ІСТОРІЯ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 519.7 (09)

Андреев Ю.М., д-р техн. наук; Ларин А.А., канд. техн. наук

МЕТОД СТРУКТУРНЫХ МАТРИЦ В МЕХАНИКЕ МАШИН (ИСТОРИЯ ВОПРОСА)

Введение. Среди моделей, использующихся в инженерной и научной практике для проведения статических, кинестатических и динамических расчетов, широкое применение нашли дискретные модели. Они используют, как правило, минимальное число степеней свободы и отражают, поэтому, наиболее существенные механические свойства реальных объектов. Такие модели позволяют рассмотреть в рамках одной постановки очень сложные взаимодействия частей механической системы, с учетом различных связей, в том числе нестационарных и неголономных. Дискретные модели, состоящие из абсолютно твердых тел с учетом их упругих и диссипативных взаимодействий целесообразно рассматривать на первом этапе решения задач динамической прочности. Такие модели позволяют вполне адекватно моделировать условия эксплуатации различных деталей механизмов и машин и получить значения действующих в них сил. Дальнейшее решение задачи, т.е. определение напряжений и деформаций, может быть получено с помощью уточненных континуальных или конечноэлементных моделей. Большое значение здесь также имеет возможность составления универсальных дискретных механических моделей, чтобы, используя их, решить комплекс задач анализа и синтеза.

На протяжении многих лет исследователи могли применять либо ручной счет, либо графические методы расчетов. В 1940-е гг. появились методы исследования, основанные на применении электромеханических аналогий. Но только применение компьютеров позволило справиться с трудностями проведения расчетов и существенно повысить порядок рассматриваемых систем. После этого на первое место вышли проблемы построения математических моделей, т.е. составление уравнений равновесия или движения, адекватно отражающих основные свойства механических систем. Особенно большие трудности вызывает составление моделей, описывающих поведение пространственных конструкций, в которых реализуется общий случай движения твердого тела, или систем со сложными видами связей – неудерживающими, нестационарными, неголономными. Дальнейшее развитие вычислительной техники позволило и эту функцию доверить компьютеру. Автоматизированное построение дискретных моделей имеет более чем сорокалетнюю историю. В данной статье дается ретроспективный взгляд на эту проблему, и рассматриваются перспективы ее развития. О том, что указанная проблема представляет научный интерес, свидетельствует множество научно-технических конференций, которые проводились в СССР и России под патронатом Института прикладной математики им. М. В. Келдыша в период с 1980 г. по настоящее время [1].

Анализ литературных источников. Решению указанных задач посвящена обширная литература. Достаточно подробно история использования аналитических вычислений в задачах механики изложена в работах М. В. Грошевой, Г. Б. Ефимова и В. В. Самсонова [1, 2, 3]. Работа [1] посвящена истории развития символьных, аналитических преобразований на ЭВМ в Советском Союзе - систем аналитических вычисле-

ний (САВ), в современной терминологии – систем компьютерной алгебры – СКА. В статье [3] перечисляются системы компьютерной алгебры, разработанные в СССР и постсоветских государствах.

Одной из первых САВ, реализованной в конце 1960-х гг., была система АНАЛИТИК, созданная под руководством академика В. М. Глушкова и реализованная на достаточно примитивных, с современных позиций, ЭВМ типа МИР-2 [4]. Эта система успешно применялась представителями Киевской школы нелинейной механики Ю. А. Митропольским и А. А. Молчановым при исследовании нелинейных колебаний с помощью метода осреднения [5].

В книге [2, с. 33–36] упоминается САВ КИДИМ, предназначенная для решения задач статики, кинематики и самых разнообразных задач динамики дискретных механических систем. Созданием данной системы занимались в Харьковском политехническом институте под руководством профессора Л. И. Штейнвольфа с 1970-х гг.

Первым шагом в создании специальной СКА, предназначенной для проведения всевозможных расчетов механических систем была автоматизация ввода исходных данных для решения задачи о крутильных колебаниях валопроводов, описываемых моделью в виде линейной цепной системы. Дифференциальные уравнения колебаний подобных систем легко записываются в прямой форме и представляют собой матричное уравнение

$$\mathbf{I}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\mathbf{q} = \mathbf{Q}(t), \quad (1)$$

где \mathbf{I} , \mathbf{B} , \mathbf{C} – матрицы соответственно инерции, демпфирования и жесткости, компонентами которых будут инерционные, диссипативные и упругие коэффициенты, \mathbf{q} , $\dot{\mathbf{q}}$, $\ddot{\mathbf{q}}$ и $\mathbf{Q}(t)$ – матрицы-столбцы (векторы), соответственно обобщенных координат, обобщенных скоростей, обобщенных ускорений и возмущающих обобщенных сил. Ввод исходных данных при рассмотрении системы, имеющей несколько десятков степеней свободы, требует выполнения некоторой работы по заполнению матриц инерции, демпфирования и жесткости.

В статье [6] Л. И. Штейнвольфом и В. Н. Митиным впервые вводится термин «структурная матрица» с целью формального описания структуры линейных цепных систем, в том числе и разветвленных. Для построения структуры приведенной крутильной системы последняя разбивается на элементарные звенья, представляющие собой абсолютно жесткий диск с моментом инерции J_k с присоединенной к нему безынерционной упругой крутильной пружинкой с крутильной жесткостью C_k . Исходными данными являются векторы моментов инерции – $\mathbf{j} = \{J_i\}$, крутильных жесткостей – $\mathbf{c} = \{c_k\}$ и коэффициентов демпфирования на массах и участках – $\mathbf{b} = \{b_i^m, b_k^y\}$. Кроме этого задается последовательность соединения элементов в виде массива чисел размерности $2 \times s$, так называемой матрицы индексов. На основе последней строится матрица структуры модели \mathbf{S} размерности, $k \times s$, где s – число степеней свободы системы. Кроме того, строится вектор, определяющий знаки упругих сил или моментов в полученных уравнениях. По данной последовательности строится структурная матрица, которая для приведенной системы будет состоять только из нулей и единиц, взятых со знаком «+» или «-». Фактически структурная матрица здесь показывает только порядок соединения элементов.

С использованием структуры модели матрицы инерции, демпфирования и жесткости системы уравнений (1) запишутся в виде

$$\begin{aligned} \mathbf{I} &= [\mathbf{j}]; \\ \mathbf{B} &= \mathbf{S}^T [\mathbf{b}^y] \mathbf{S} + [\mathbf{b}^m]; \\ \mathbf{C} &= \mathbf{S}^T [\mathbf{c}] \mathbf{S}; \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь квадратные скобки обозначают диагональную матрицу размерности $s \times s$, содержащую по диагонали компоненты соответствующего s -мерного вектора в T – символ транспонирования. С помощью данного подхода были созданы программы расчета свободных и вынужденных колебаний цепных дискретных систем, в том числе и нелинейных, с автоматизированным составлением дифференциальных уравнений колебаний. Эти программы на протяжении ряда лет применялись для расчетов крутильных колебаний танковых и транспортных силовых установок, выполняемых в рамках хозяйственных работ с Харьковским заводом транспортного машиностроения им. В. А. Малышева [7, 8].

Следует отметить, что этот подход ненамного облегчал ввод исходных данных в память ЭВМ, поскольку все равно требовал построения приведенной крутильной системы и определения ее параметров, а также моментов возбуждения, которое проводилось за рамками данной программы. Однако этот первый шаг все же оказался достаточно важным, поскольку применение аппарата структурных матриц для консервативных систем позволило уточнить ряд теорем теории колебаний, касающихся спектральных свойств дискретных систем [9].

Дальнейшее развитие метод структурных матриц получил в работе [10] для плоских линейных систем произвольного вида. При составлении уравнений движения данная система разбивается на инерционные, диссипативные, упругие и силовые элементы. Каждый из них имеет наименование, значение (характеристику), координату и структуру. Последняя задается аналитическим выражением координаты элемента от обобщенных координат системы. Это позволило полностью автоматизировать получение структурных матриц, на их основе – динамических матриц инерции, упругости и диссипации сколь угодно сложных плоских систем. Однако трудности появляются при составлении вручную матриц инерционной, диссипативной и упругой структур для пространственно движущихся систем. Предложенное описание дискретных механических моделей оказалось столь эффективным, что впоследствии удалось распространить его на случай нестационарных и неголономных систем введением понятия дифференциальных структур [11, 12]. Эти структуры выражают дифференциальные, кинематические зависимости линейных и угловых скоростей звеньев системы от обобщенных скоростей (или, более общо, псевдоскоростей) и обобщенных координат. Удалось доказать практически важный результат в области чувствительности частот свободных колебаний от дискретных параметров системы [13]. Такие обобщения понятий «структура» и «структурная матрица» на случай кинематических связей [14, 15] позволили включить в круг рассматриваемых систем пространственные голономные и неголономные системы.

К понятию структурных матриц в трактовке Штейнвольфа и Митина [6] примыкает понятие «матрица инцидентности», введенная Й. Виттенбургом [16, с. 107]. Однако для ее получения надо сначала иметь нарисованный граф механической системы. Нельзя не отметить здесь фундаментальную работу В. В. Величенко [17], где дается геометрический смысл понятия «структурная матрица», называемая там «матрица касательного базиса». Аналогичное рассматриваемому, следует трактовать и направление работ В. А. Коноплева [18]. Сюда же примыкают и уравнения Кана [19]. Несмотря на фундаментальную проработанность и законченность упомянутых исследований [1, 16–18], у них отсутствует единый подход для получения математической модели с учетом связей любого вида в обобщенных и псевдокоординатах.

Цель статьи. Выявить общее в трактовке понятия «структура» и «структурная матрица», данное различными авторами, продемонстрировать путем небольшого расширения этого понятия возможность выработки эффективной общей методики получения уравнений движения и равновесия дискретных систем произвольной сложности со связями любого типа в удобных исследователю физических и геометрических переменных, в том числе псевдокоординатах.

Сущность метода и его развитие. В качестве базового принципа, на основе которого получены аналитические алгоритмы, использовано общее уравнение механики (принцип д'Аламбера–Лагранжа). Рассматриваются системы взаимодействующих твердых тел с конечным числом степеней свободы с геометрическими и кинематическими, голономными и неголономными стационарными и нестационарными удерживающими связями. С точки зрения вибрационных задач специально выделяются линейные силы упругости и диссипации.

Предложено описывать инерционные, силовые, диссипативные и упругие свойства дискретной механической системы совокупностью инерционных, силовых, диссипативных и упругих элементов [11]. Каждый такой элемент отображается в исходных данных в виде формульного выражения, которое имеет геометрическую (кинематическую) и физическую части. Это дает возможность автоматически получить аналитическое выражение виртуальной работы моделируемой силы, а по ней, соответственно, обобщенные силы, соответствующие обобщенным или псевдокоординатам, и, наконец, уравнения динамики или статики. Таким образом, унифицируется решение задач динамики, статики и кинетостатики. Основной круг задач, которые можно решать предлагаемой методикой и СКА, касается, прежде всего, задач на колебания – определение положений равновесия, линеаризация уравнений в этой окрестности, расчет свободных и вынужденных колебаний линейных и нелинейных моделей, переходных процессов.

Главный вектор и главный момент сил инерции каждого i -го тела системы представляются приведенными к центру масс:

$$\vec{R}_i^u = -m_i \ddot{\vec{r}}_{C_i} \quad \vec{M}_i^u = -\left([\vec{J}_i] \cdot \vec{\varepsilon}_i^{(i)} + \vec{\omega}_i^{(i)} \times [\vec{J}_i] \cdot \vec{\omega}_i^{(i)}\right). \quad (3)$$

Здесь m_i – масса, \vec{r}_{C_i} – радиус-вектор центра масс, $\vec{\omega}_i^{(i)}, \vec{\varepsilon}_i^{(i)}$ – векторы угловой скорости и углового ускорения, $[\vec{J}_i^{(i)}]$ – тензор инерции для центра масс. Векторы угловой скорости и тензор инерции задаются в связанной с этим телом центральной системе координат (СК). Осями координат в таких системах чаще всего используются главные центральные оси инерции i -го тела, хотя это не обязательно. Радиус-вектор центра масс задается своими координатами в абсолютной неподвижной СК, как записано в формуле (3), но могут использоваться и проекции на оси указанной выше связанной СК.

Обобщенные силы инерции i -го тела, отвечающие обобщенным координатам системы, получают аналитическим приведением в виде:

$$-\mathbf{Q}_i^u = \left[\frac{\partial \vec{r}_{C_i}}{\partial \mathbf{q}}\right]^T m_i \ddot{\vec{r}}_{C_i} + \left[\frac{\partial \vec{\omega}_i^{(i)}}{\partial \dot{\mathbf{q}}}\right]^T \left([\vec{J}_i] \cdot \vec{\varepsilon}_i^{(i)} + \vec{\omega}_i^{(i)} \times [\vec{J}_i] \cdot \vec{\omega}_i^{(i)}\right). \quad (4)$$

Входящие сюда транспонированные матрицы, представляют собой *структурные матрицы*: геометрическую структурную матрицу сил инерции $\mathbf{W}_{\vec{R}_i}^u = \left[\frac{\partial \vec{r}_{C_i}}{\partial \mathbf{q}}\right]$, и

дифференциальную структурную матрицу - моментов сил инерции $\mathbf{W}_{\bar{M}_i}^u = \left[\frac{\partial \bar{\omega}_i^{(i)}}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right]$, которые по заданным *инерционным структурам* – зависимостям координат центра масс тела и проекциям его угловых скоростей от обобщенных координат, определяются аналитическим дифференцированием.

С помощью структурных матриц сил $\mathbf{W}_p = \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{q}}$, вычисляемых аналогично по силовым структурам $\mathbf{c}(\mathbf{q})$, и вектора силовых элементов $\mathbf{P} = \{P_i\}$ путем сложения обобщенных сил инерции всех тел и приравнивания результата обобщенным силам активных сил системы, получается общее уравнение динамики системы, отвечающее вариационному принципу д'Аламбера–Лагранжа:

$$\sum_{i=1}^n \left\{ \mathbf{W}_{\bar{R}_i}^{uT} m_i \cdot \ddot{\bar{r}}_{C_i} + \mathbf{W}_{\bar{M}_i}^{uT} \left([\bar{J}_i] \cdot \bar{\varepsilon}_i^{(i)} + \bar{\omega}_i^{(i)} \times [\bar{J}_i] \cdot \bar{\omega}_i^{(i)} \right) \right\} - \mathbf{W}_p^T \mathbf{P} = 0. \quad (5)$$

После выделения членов, соответствующих линейным силам вязкого трения и упругости и выделения сил возбуждения в (5) уравнения приобретают вид

$$\sum_{i=1}^n \left\{ \mathbf{W}_{\bar{R}_i}^{uT} m_i \cdot \ddot{\bar{r}}_{C_i} + \mathbf{W}_{\bar{M}_i}^{uT} \left([\bar{J}_i] \cdot \bar{\varepsilon}_i^{(i)} + \bar{\omega}_i^{(i)} \times [\bar{J}_i] \cdot \bar{\omega}_i^{(i)} \right) \right\} + \mathbf{W}_D^T [\mathbf{D}] \dot{\mathbf{v}} + \mathbf{W}_C^T [\mathbf{C}] \boldsymbol{\Gamma} - \mathbf{W}_P^T \mathbf{P} = \mathbf{W}_F^T \mathbf{F}(t). \quad (6)$$

Аналогичное векторно-матричное уравнение кладется в основу математической модели систем с неголономными связями. В этом случае более предпочтительным оказывается запись уравнения (6) в псевдокоординатах. Для этого исходные данные (спинки инерционных, упругих, диссипативных, упругих и силовых элементов) дополняются дифференциальными зависимостями обобщенных скоростей модели от псевдоскоростей. Эти выражения следуют из линейных уравнений неголономностей вида

$$\mathbf{A}(\mathbf{q}, t) \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{b}(\mathbf{q}, t) = 0, \quad (7)$$

которые разрешаются относительно обобщенных скоростей:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{q}}_1 &= \mathbf{B}(\mathbf{q}, t) \dot{\mathbf{q}}_2 + \mathbf{v}(\mathbf{q}, t) = \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}}_1 \\ \dot{\mathbf{q}}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{B} \dot{\mathbf{q}}_2 + \mathbf{v} \\ \dot{\mathbf{q}}_2 \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} \mathbf{B} \\ \mathbf{E} \end{bmatrix} \dot{\mathbf{q}}_2 + \begin{bmatrix} \mathbf{v} \\ 0 \end{bmatrix} = \mathbf{G}(\mathbf{q}, t) \dot{\mathbf{q}}_2 + \mathbf{g}(\mathbf{q}, t) = \mathbf{G} \dot{\mathbf{p}} + \mathbf{g}. \end{aligned} \quad (8)$$

Выражение (8) справедливо для голономных и неголономных систем в псевдокоординатах.

Для стационарной системы найдем кинематические характеристики, входящие в (6),

$$\ddot{\bar{r}}_{C_i} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \bar{r}_{C_i}}{\partial \mathbf{q}} \dot{\mathbf{q}} \right) = \frac{d}{dt} (\mathbf{W}_{C_i}^u \mathbf{G} \dot{\mathbf{p}}) = \tilde{\mathbf{W}}_{C_i}^u \ddot{\mathbf{p}} + \dots$$

$$\vec{\omega}_i = \mathbf{W}_{\omega_i}^u \dot{\mathbf{q}} = \tilde{\mathbf{W}}_{\omega_i}^u \dot{\pi}, \quad \vec{\varepsilon}_i = \frac{d}{dt} (\mathbf{W}_{\omega_i}^u \dot{\pi}) = \tilde{\mathbf{W}}_{\omega_i}^u \ddot{\pi} + \dots \quad (9)$$

Здесь $\tilde{\mathbf{W}}_{C_i}^u = \frac{\partial \vec{r}_{C_i}}{\partial \pi} = \frac{\partial \vec{r}_{C_i}}{\partial \dot{\pi}}$, $\tilde{\mathbf{W}}_{\omega_i}^u = \frac{\partial \vec{\omega}_i}{\partial \dot{\pi}}$ - структурные матрицы, отвечающие псевдоскоростям.

После подстановки обобщенных сил с учетом связи вариаций обобщенных координат с вариациями псевдокоординат, следующих из (8), общее уравнение динамики в псевдокоординатах приобретает вид:

$$\mathbf{U} = \sum_{i=1}^n \left\{ \tilde{\mathbf{W}}_{C_i}^{uT} m_i \ddot{r}_{C_i} + \tilde{\mathbf{W}}_{\omega_i}^{uT} \left([\tilde{\mathbf{J}}_i] \vec{\varepsilon}_i + [\tilde{\mathbf{J}}_i] \vec{\omega}_i \times \vec{\omega}_i \right) \right\} + \tilde{\mathbf{W}}_D^T [\mathbf{D}] \dot{\mathbf{v}} + \tilde{\mathbf{W}}_C^T [\mathbf{C}] \boldsymbol{\Gamma} - \tilde{\mathbf{W}}_P^T \mathbf{P} = \tilde{\mathbf{W}}_F^T \mathbf{F}(t). \quad (10)$$

Основные свойства этих уравнений:

1) Уравнение для голономных систем (5) с точностью до обозначений совпадает с уравнением (9).

2) Матрицы $\tilde{\mathbf{W}}_{C_i}^u$, $\tilde{\mathbf{W}}_{\omega_i}^u$, $\tilde{\mathbf{W}}_P^T$ могут быть вычислены непосредственно через производные скоростей тел по обобщенным скоростям и псевдоскоростям.

3) Явный вид уравнения для неголономной системы тел получается, если вместо кинематических параметров каждого тела — линейного и углового ускорения и угловой скорости — подставить их выражения (8), получаемые из структур.

На базе приведенного способа описания механических моделей создана специальная СКА, способная эффективно решать комплекс задач о свободных и вынужденных линейных и нелинейных колебаниях структурно сложных систем твердых тел, как с голономными, так и неголономными связями с плоским и пространственным движением звеньев. Составление перечисленных списков не вызывает трудностей, а алгоритмы обработки списков формализованы средствами проблемно-ориентированного языка C++, на котором реализована СКА. Заданная списками информация о системе обладает податливостью и вариативностью, что позволяет СКА автоматически построить уравнения динамики систем и провести аналитическую диагностику механической модели.

Для исследования малых колебаний уравнения (6), (10) упрощаются путем линеаризации, прежде всего, инерционных слагаемых. Так для голономной системы из (6) следуют уравнения малых колебаний в обобщенных координатах вида:

$$\mathbf{W}_J^T [\mathbf{J}] \mathbf{W}_J \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{W}_D^T [\mathbf{D}] \mathbf{W}_D \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{W}_C^T [\mathbf{C}] \mathbf{W}_C \mathbf{q} = \mathbf{W}_P^T \mathbf{P}(t). \quad (11)$$

После удаления из (11) диссипативных и возбуждающих колебания слагаемых и подстановки гармонического решения $\mathbf{q} = \mathbf{q}_0 \sin \omega t$, выделяются динамические матрицы масс $\mathbf{M} = \mathbf{W}_J^T [\mathbf{J}] \mathbf{W}_J$ и упругости $\mathbf{K} = \mathbf{W}_C^T [\mathbf{C}] \mathbf{W}_C$, с помощью которых задача о свободных колебаниях решается как полная или частичная проблема собственных значений $\mathbf{K} \mathbf{q}_0 = \omega^2 \mathbf{M} \mathbf{q}_0$, где ω , \mathbf{q}_0 - соответственно собственная частота и собственный вектор. Решение осуществляется известными численными методами линейной алгебры. Это позволяет не только определить спектр собственных частот и формы колебаний, но и получить коэффициенты чувствительности частот к упругим и инерционным параметрам системы [13], что имеет важное значение в задачах синтеза.

Подстановка в (11) возбуждения по гармоническому закону и комплексного вида решения $\mathbf{q}(t) = \sum_{j=1}^n \mathbf{q}_{cj} \cos(j\omega t) + i \cdot \mathbf{q}_{sj} \sin(j\omega t)$ приводит к системе алгебраических уравнений для нахождения амплитуд решения задачи на вынужденные колебания

$$\{[\mathbf{K} - (j\omega)^2 \mathbf{M}] - i(j\omega)\mathbf{B}\} \cdot (\mathbf{q}_{cj} + i\mathbf{q}_{sj}) = (\mathbf{F}_{cj} + i\mathbf{F}_{sj}). \quad (12)$$

Тривиальным преобразованием уравнения (6) (или (10)) преобразуются к форме Коши для последующего интегрирования различными численными методами (например, Адамса или Рунге-Кутта с автоматическим выбором шага).

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{G}\mathbf{v} + \mathbf{g} \\ \dot{\mathbf{v}} = \mathbf{M}^{-1}\mathbf{F} \end{cases},$$

где \mathbf{G} и \mathbf{g} – матрица и вектор из представления (8) и для голономных систем первая является единичной матрицей, а второй отсутствует, \mathbf{M} – матрица инерции,

$$\mathbf{M} = \sum_{i=1}^n \left\{ \mathbf{W}_{\bar{\phi}_i}^T m_i \mathbf{W}_{\bar{\phi}_i} + \mathbf{W}_{\bar{M}_i}^T [\bar{\mathbf{J}}_i] \mathbf{W}_{\bar{M}_i} \right\},$$

а \mathbf{F} – вектор правой части

$$\mathbf{F} = \mathbf{W}_P^T \mathbf{P} - \sum_{i=1}^n \mathbf{W}_{\bar{M}_i}^T \left(\bar{\omega}_i^{(i)} \times [\bar{\mathbf{J}}_i] \cdot \bar{\omega}_i^{(i)} \right) - \mathbf{W}_D^T [\mathbf{D}] \dot{\beta} - \mathbf{W}_C^T [\mathbf{C}] y,$$

получаемые по соответствующим слагаемым из (6) или (10). Вычислительная эффективность предложенного алгоритма находится на достаточно высоком уровне благодаря использованию обобщенных и псевдокоординат.

Выводы. В работе показано, как развивалось направление в системах компьютерной алгебры, основанное на понятии структур и структурных матриц. Сначала - для узкого круга плоских вибрационных систем, затем проведены существенные доработки, позволившие включить в круг решаемых динамических задач анализа и синтеза пространственные системы с произвольными связями, в том числе, нестационарными, неголономными, неударивающими. Унифицировано описание механических моделей дискретных систем и динамических процессов в них. В цитируемых работах показана практическая и вычислительная эффективность такого подхода.

Литература: 1. Ефимов Г. Б. Из истории развития и применения компьютерной алгебры в ИПМ им. М. В. Келдыша / Г. Б. Ефимов, Е. Ю. Зуева, И. Б. Щенков // Математическое моделирование. – 2001. – Т. 13 – № 6. – С. 11–18. 2. Грошева М. В. История использования аналитических вычислений в задачах механики / М. В. Грошева, Г. Б. Ефимов, В. В. Самсонов. – М.: Изд. ИПМ им. М. В. Келдыша – РАН. – 2005. – 87 с. 3. Ефимов Г. Б. Об истории использования отечественных систем символьных преобразований в механических приложениях / Г. Б. Ефимов, М. В. Грошева // Математичні машини і системи. – 2008. – № 1. – С. 85–90. 4. АНАЛИТИК – алгоритмический язык для описания процессов с использованием аналитических преобразований / [В. М. Глушков, В. П. Клименко, А. А. Стогний и др.] // Кибернетика. – 1971. – № 3. – С. 102–134. 5. Митропольский Ю. А. Машинный анализ нелинейных резонансных цепей. / Ю. А. Митропольский, А. А. Молчанов. – К.: Наукова думка. – 1981. – 147 с. 6. Митин В. Н. Структурные матрицы цепных вибрационных систем / В. Н. Митин, Л. И. Штейнвольф // Динамика и прочность машин. – Вып. 17. – 1973. – С. 3–7. 7. Исследо-

вание и выбор параметров динамически нагруженных приводов турбопоршневого двигателя. / Отчет по НИР // Харьковский политехнический институт. – Хоздоговор № 21511/202 ОП. – № ГР 71030993. – Ч. 1. – Харьков. – 1975. – 124 с. 8. Диагностика рабочего процесса транспортного двигателя / Отчет по НИР (окончательный) // Харьковский политехнический институт. – Хоздоговор № 21861 // Делопроизводство кафедры теоретической механики НТУ «ХПИ». – Харьков. – 1981. – 184 с. 9. Митин В. Н. Синтез дискретных вибрационных систем с максимально сжатым спектром / В. Н. Митин, Л. И. Штейнвольф // Прикладная математика и механика. – 1975. – Т. 39, № 4. – С. 614–620. 10. Митин В. Н. Структуры дискретных механических моделей конструкций / В. Н. Митин, Л. И. Штейнвольф // Динамика и прочность машин. Вып. 35. – 1982. – С. 3–6. 11. Андреев Ю. М. Компьютерное моделирование задач механики голономных систем твердых тел со стационарными и нестационарными связями / Ю. М. Андреев, Л. И. Штейнвольф // Динамика и прочность машин. – 1993. – Вып. 53. – С. 96–102. 12. Андреев Ю. М. Компьютерное построение дифференциальных уравнений движения неголономных систем / Ю. М. Андреев, Л. И. Штейнвольф // Динамика и прочность машин. – 1993. – Вып. 54. – С. 93–98. 13. Андреев Ю. М. Синтез нелинейных вибрационных систем по скелетным кривым с использованием теории чувствительности / Ю. М. Андреев, Л. И. Штейнвольф // Динамика и прочность машин. – 1984. – Вып. 40. – С. 50–56. 14. Андреев Ю. М. О динамике голономных систем твердых тел. / Ю. М. Андреев, О. К. Морачковский // Прикладная механика. – 2005. – 41. – № 7. – С. 130–138. 15. Андреев Ю. М. Компьютерное моделирование неголономных систем твердых тел на основе принципа Даламбера – Лагранжа / Ю. М. Андреев, О. К. Морачковский // Прикл. механика. – 2006. – Т. 42, №9. – С. 106–115. 16. Виттенбург Й. Динамика систем твердых тел / Й. Виттенбург. – М.: Мир. – 1980. – 296 с. 17. Величенко В. В. Матрично-геометрические методы в механике с приложениями к задачам робототехники / В. В. Величенко. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит. – 1988. – 280 с. 18. Коноплев В. А. Агрегативная механика систем твердых тел / В. А. Коноплев. – М.: Наука. – 1996. – 166 с. 19. Kane T. R. Dynamics: Theory and Applications / T. R. Kane, D. A. Levinson. – New York: McGraw-Hill, 1985. – 402 p.

Bibliography (transliterated): 1. Efimov G. B. Iz istorii razvitiya i primeneniya komputernoy algebru v IPM im. M. V. Kelducha / G. B. Efimov, E. Yu. Zueva, I. B. Shenkov // Matematicheskoe modelirovanie – 2001. – Т. 13 – № 6. – С. 11–18. 2. Grocheva M. V. Istoriya ispolzovaniya analiticheskikh duchisleniy v zadachah mehaniki / M. V. Grocheva, G. B. Efimov, V. V. Samsonov. – М.: Izd. IPM im. M. V. Kelducha – RAN. – 2005. – 87 s. 3. Efimov G. B. Ob istorii ispolzovaniya otechestvennykh sistem simvolnykh preobrazovaniy v mekhanicheskikh prilozheniyah / G. B. Efimov, M. V. Grocheva // Matematicheskii mashinu I susnetu. – 2008. – № 1. – С. 85–90. 4. ANALITIK – algoritmicheskiy yazuk dlya opisaniya processov s ispolzovaniem analiticheskikh preobrazovaniy / [V. M. Glushkov, V. P. Klimenko, A. A. Stogniy i dr.] // Kibernetika. – 1971. – № 3. – С. 102–134. 5. Mitropolskiy Yu. A. Mashinnuy analiz nelineynykh rezonansnykh sepey. / Yu. A. Mitropolskiy, A. A. Molchanov. – К.: Naukova dumka. – 1981. – 147 s. 6. Mitin V. N. Structurnue matricu cepnykh vibracionnykh sistem / V. N. Mitin, L. I. Shteynvol'f // Dinamika i prochnost' mashin. – Vup. 17. – 1973. – С. 3–7. 7. Issledovanie i vubor parametrov dinamicheski nagrugennoy privodov turboporchnevo dvgatel'a. / Otchet po NIR // Kharkovskiy politehnicheskii institut. – Hozdogovor № 21511/202 OP. – № GR 71030993. – Ch. 1. – Kharkov. – 1975. – 124 s. 8. Diagnostika rabocheho processa transportnogo dvgatel'a / Otchet po NIR (okonchatel'nyy) // Kharkovskiy politehnicheskii institut. – Hozdogovor № 21861 // Deloproizvodstvo kafedry teoreticheskoy mehaniki NTU «KhPI». – Kharkov. – 1981. – 184 s. 9. Mitin V. N. Sintez diskretnykh vibracionnykh sistem s maximalno sgatum spektrom / V. N. Mitin, L. I. Shteynvol'f // Prikladnaya matematika i mehanika. – 1975. – Т. 39, № 4. – С. 614–620. 10. Mitin V. N. Structury diskretnykh mekhanicheskikh modeley konstrukciy / V. N. Mitin, L. I. Shteynvol'f // Dinamika i prochnost' mashin. Vup. 35. – 1982. – С. 3–6. 11. Andreev Yu. M. Komputernoe modelirovanie zadach mehanicy golonomnykh sistem tverdukh tel so stacionarnymi i nestacionarnymi svyaz'ami / Yu. M. Andreev, L. I. Shteynvol'f // Dinamika i prochnost' mashin. – 1993. – Vup. 53. – С. 96–102. 12. Andreev Yu. M. Komputernoe postroenie differencialnykh uravneniy dviganiya negolonomnykh sistem / Yu. M. Andreev, L. I. Shteynvol'f // Dinamika i prochnost' mashin. – 1993. – Vup. 54. – С. 93–98. 13. Andreev Yu. M. Sintez nelineynykh vibracionnykh sistem po skeletnum krivum s ispolzovaniyem teorii chuvstvitel'nosti / Yu. M. Andreev, L. I. Shteynvol'f // Dinamika i prochnost' mashin. – 1984. – Vup. 40. – С. 50–56. 14. Andreev Yu. M. O dinamike golonomnykh sistem tverdukh tel. / Yu. M. Andreev, O. K. Morachkovsky // Prikladnaya mehanika. – 2005. – 41. – № 7. –

S. 130–138. 15. Andreev Yu. M. *Komputernoe modelirovanie negolonomnuh sistem tverduh tel na osnovе principа Dalambеra – Lagranga* / Yu. M. Andreev, O. K. Morachkovsky // *Prikl. mehanуca*. – 2006. – Т. 42, №9. – S. 106–115. 16. Wittenburg Y. *Dinamika sistem tverduh tel* / Y. Wittenburg. – М.: Мир. – 1980. – 296 s. 17. Velichenko V. V. *Matrichno-geometricheskie metodu v mehanуke s prilogeniyami k zadacham robototehniki* / V. V. Velichenko. – М.: Nauka. Gl. red. fiz.-mat. lit. – 1988. – 280 s. 18. Konoplev V. A. *Agregativnaya mehanуca sistem tverduh tel* / V. A. Konoplev. – М.: Nauka. – 1996. – 166 s. 19. Kane T. R. *Dynamics: Theory and Applications* / T. R. Kane, D. A. Levinson. – New York: McGraw-Hill, 1985. – 402 p.

Андреев Ю.М., Ларин А.О.

**МЕТОД СТРУКТУРНИХ МАТРИЦЬ В МЕХАНІЦІ МАШИН
(ІСТОРІЯ ПИТАННЯ)**

Стаття обговорює історію застосування у механіці машин метода структурних матриць. Особлива увага приділяється роботам, що проводилися у ХПІ під керівництвом відомого вченого професора Л. І. Штейнвольфа.

Андреев Ю.М., Ларин А.А.

**МЕТОД СТРУКТУРНЫХ МАТРИЦ В МЕХАНИКЕ МАШИН
(ИСТОРИЯ ВОПРОСА)**

В статье рассматривается история применения в механике машин метода структурных матриц. Особое внимание уделяется работам, проводившимся в ХПИ под руководством известного ученого профессора Л. И. Штейнвольфа.

Andreev Yu.M., Larin A.A.

**METHOD OF STRUCTURAL MATRIXES IN THE MECHANIC OF MACHINES
(HISTORY OF THE PROBLEM)**

In article the history of application in the mechanic of machines of a method structural matrixes is considered. The special attention is given the works which are spent in KhPI under direction of known scientific professor L. I. Shtejnvolv.

УДК 539.3:534.1

Ольшанский В.П., д-р ф.-м. наук

**ОБ ИССЛЕДОВАНИЯХ А.П. ФИЛИППОВА В ТЕОРИИ
УПРУГОГО УДАРА**

Введение. Работы по упругому удару приходятся на период расцвета творческой деятельности академика А.П. Филиппова. Он начал решать задачи упругого удара уже будучи признанным специалистов в СССР по механике неупругого удара. Но, зная несовершенства теории неупругого удара Сен-Венана, Анатолий Петрович не стал дальше развивать эту теорию, а начал решать задачи нестационарных колебаний балок и пластин в более современной постановке, которую предложил С.П. Тимошенко. Переход к новому способу описания явления удара стал возможным благодаря внедрению ЭВМ в научные исследования. На ЭВМ стало возможным численно решать нелинейное интегральное уравнение упругого удара с неизвестным контактным усилием взаимодействия соударяющихся тел. Это численное решение позволило найти зависимость силы удара от времени, обнаружить многократность соударения, а также вычислить перемещения и напряжения в ударяемом теле. Рассмотрим достижения Анатолия Петровича в этом направлении за время длительной научной деятельности, подтвержденной его публикациями.

S. 130–138. 15. Andreev Yu. M. *Komputernoe modelirovanie negolonomnuh sistem tverduh tel na osnove principa Dalamberta – Lagranga* / Yu. M. Andreev, O. K. Morachkovsky // *Prikl. mehanika*. – 2006. – Т. 42, №9. – S. 106–115. 16. Wittenburg Y. *Dinamika sistem tverduh tel* / Y. Wittenburg. – М.: Мир. – 1980. – 296 s. 17. Velichenko V. V. *Matrichno-geometricheskie metodu v mehanike s prilogeniyami k zadacham robototekhniki* / V. V. Velichenko. – М.: Nauka. Gl. red. fiz.-mat. lit. – 1988. – 280 s. 18. Konoplev V. A. *Agregativnaya mehanika sistem tverduh tel* / V. A. Konoplev. – М.: Nauka. – 1996. – 166 s. 19. Kane T. R. *Dynamics: Theory and Applications* / T. R. Kane, D. A. Levinson. – New York: McGraw-Hill, 1985. – 402 p.

Андреев Ю.М., Ларин А.О.

**МЕТОД СТРУКТУРНИХ МАТРИЦЬ В МЕХАНІЦІ МАШИН
(ІСТОРІЯ ПИТАННЯ)**

Стаття обговорює історію застосування у механіці машин метода структурних матриць. Особлива увага приділяється роботам, що проводилися у ХПІ під керівництвом відомого вченого професора Л. І. Штейнвольфа.

Андреев Ю.М., Ларин А.А.

**МЕТОД СТРУКТУРНЫХ МАТРИЦ В МЕХАНИКЕ МАШИН
(ИСТОРИЯ ВОПРОСА)**

В статье рассматривается история применения в механике машин метода структурных матриц. Особое внимание уделяется работам, проводившимся в ХПИ под руководством известного ученого профессора Л. И. Штейнвольфа.

Andreev Yu.M., Larin A.A.

**METHOD OF STRUCTURAL MATRIXES IN THE MECHANIC OF MACHINES
(HISTORY OF THE PROBLEM)**

In article the history of application in the mechanic of machines of a method structural matrixes is considered. The special attention is given the works which are spent in KhPI under direction of known scientific professor L. I. Shtejnvolff.

УДК 539.3:534.1

Ольшанский В.П., д-р ф.-м. наук

**ОБ ИССЛЕДОВАНИЯХ А.П. ФИЛИППОВА В ТЕОРИИ
УПРУГОГО УДАРА**

Введение. Работы по упругому удару приходятся на период расцвета творческой деятельности академика А.П. Филиппова. Он начал решать задачи упругого удара уже будучи признанным специалистов в СССР по механике неупругого удара. Но, зная несовершенства теории неупругого удара Сен-Венана, Анатолий Петрович не стал дальше развивать эту теорию, а начал решать задачи нестационарных колебаний балок и пластин в более современной постановке, которую предложил С.П. Тимошенко. Переход к новому способу описания явления удара стал возможным благодаря внедрению ЭВМ в научные исследования. На ЭВМ стало возможным численно решать нелинейное интегральное уравнение упругого удара с неизвестным контактным усилием взаимодействия соударяющихся тел. Это численное решение позволило найти зависимость силы удара от времени, обнаружить многократность соударения, а также вычислить перемещения и напряжения в ударяемом теле. Рассмотрим достижения Анатолия Петровича в этом направлении за время длительной научной деятельности, подтвержденной его публикациями.

Основная часть обзора. Прежде всего, отметим, что в качестве тел, подверженных удару, Анатолий Петрович выбрал балки и пластины. Эти элементы конструкций распространены в машиностроении, судостроении, авиастроении и других областях техники. Поэтому работы А.П. Филиппова были направлены на совершенствование прочностных расчетов этих элементов конструкций при упругом ударе.

В отличие от теории Сен-Венана, в теории упругого удара перемещение ударяющегося тела не приравнивается прогибам балки или пластины. Разница между ними равна величине местного контактного сжатия соударяющихся тел

$$\varepsilon = \varepsilon(P), \quad (1)$$

где P – усилие контактного взаимодействия.

Это усилие определяют из уравнения:

$$w(t) = y_1(t) + \varepsilon(t), \quad (2)$$

в котором, $w(t)$ – перемещение ударяющегося тела; $y_1(t)$ – прогиб балки или пластины в центре области контакта с ударяющим телом.

Существенно то, что при $\varepsilon = 0$ равно нулю и усилие P . Усилие удара отлично от нуля, лишь в те моменты времени t , когда

$$\varepsilon(t) = w(t) - y_1(t) > 0.$$

Поэтому уравнение (2) позволяет определять зависимость $P = P(t)$ и продолжительность удара во времени при условии, что известна функция

$$\varepsilon(t) = \varepsilon(P(t)).$$

Решая задачу удара шара по балке, С.П. Тимошенко брал ее в виде [1]

$$\varepsilon = K P^{2/3}, \quad (3)$$

где множитель K – зависит от материалов соударяющихся тел.

Выражение (3) получил Г. Герц, решив задачу вдавливания одного упругого тела в другое, в предположении, что область контакта гораздо меньше размеров контактирующих тел.

Это допущение может не соблюдаться при ударе тела по тонкостенной пластике, что подтвердили исследования А.П. Филиппова. Решая задачу вдавливания шара в плиту, он получил формулу [2,3]:

$$\varepsilon(P) = K_1 P^{2/3} - K_2 P,$$

где K_1, K_2 – зависят от размеров плиты. За счет второго слагаемого, пропорционального P , появилась поправка к теории Г. Герца.

Перемещение груза при ударе $w(t)$ определяют интегрированием уравнения его движения. Интегрирование дает:

$$w(t) = v_0 t - \frac{1}{M} \int_0^t dt \int_0^t P(t) dt,$$

при условии, что в момент начала удара $t = 0$ скорость груза равна v_0 .

Поэтому, согласно (2), усилие удара находят из интегрального уравнения:

$$v_0 t - \frac{1}{M} \int_0^t dt \int_0^t P(t) dt = \varepsilon(P(t)) + y_1(t), \quad (4)$$

в котором $y_1(t)$ – прогиб тела, подвергнутого удару.

В случае удара груза по балке [4]:

$$y_1(t) = \frac{l^2}{\delta^2 F \rho l} \sum_{K=1}^{\infty} \frac{1}{r_K^2} X_K^2(\xi_1) \int_0^t P(t_1) \sin \frac{r_K \delta}{l^2} (t - t_1) dt_1. \quad (5)$$

Здесь $\delta^2 = \frac{EJ}{\rho F}$; EJ – изгибная жесткость; $\rho F l$ – масса балки длиной l ;

$r_K, X_K(\xi)$ – собственные числа и собственные функции, зависящие от граничных условий; $\xi_1 = x_1 l^{-1}$ – безразмерная координата, где происходит удар грузом.

При центральном ударе груза по шарнирно-опертой балке:

$$\xi_1 = 0,5; \quad r_K = k\pi; \quad X_K(\xi) = \sin(k\pi \xi).$$

Для численного решения функционального уравнения удара, которое получают подстановкой (5) в (4), исследуемый интервал времени $[0; t]$ разбивают на малые промежутки времени τ и на каждом промежутке аппроксимируют $P(t)$.

В отличие от С.П. Тимошенко, Анатолий Петрович применяет не кусочно-постоянную (ступенчатую), а линейную аппроксимацию вида [4]

$$P(t) = P_q - (P_q - P_{q-1}) \left(q - \frac{t}{\tau} \right), \quad P(0) = 0, \quad q = 1, 2, 3, \dots \quad (6)$$

При такой аппроксимации производная $P(t)$ по t является ограниченной величиной, что улучшает сходимость ряда (5) для $y(t)$. Это позволяет вычислить не только прогибы, а и напряжения в балке при ударе, т.е. оценить прочность тела, подвергнутого удару.

Опуская подробности численного решения, приводим результаты расчетов, которые А.П. Филиппов получил для шарнирно-опертой и заземленной по краям стальных балок длиной $l = 0,8$ м. Размеры квадратного поперечного сечения были равны $0,0254 \times 0,0254$ м. Груз массой $M = 1,78$ кг падал с высоты $H = 0,16$ м и ударял по центру балки ($\xi_1 = 0,5$).

Полученные графики усилия $P(t)$, прогиба балки $y_1(t)$ и наибольших изгибных напряжений $\sigma(t)$ представлены на рис. 1-4.

При переходе к более жестким условиям закрепления уменьшились динамические напряжения в балке.

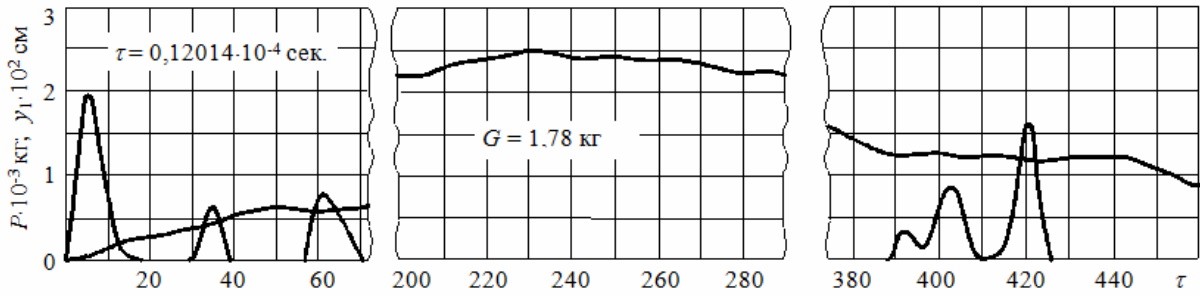


Рис.1. Усилие удара и прогибы шарнирно-опертой балки

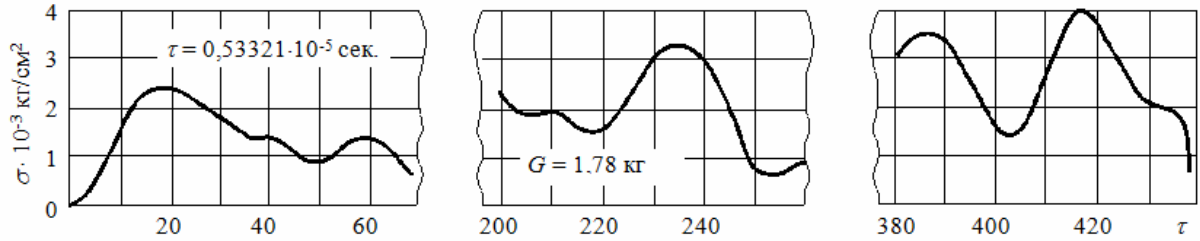


Рис. 2. Напряжения в шарнирно-опертой балке

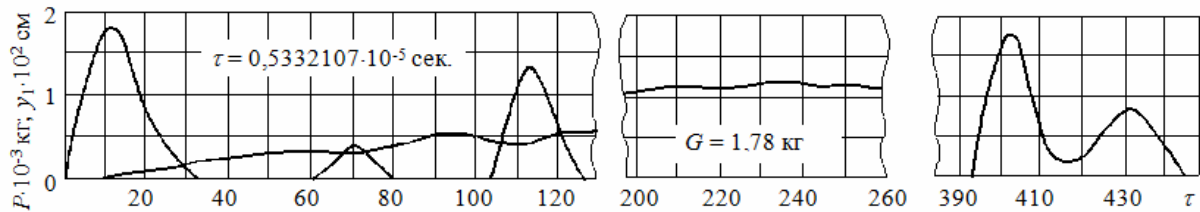


Рис.3. Усилие удара и прогибы защемленной по краям балки

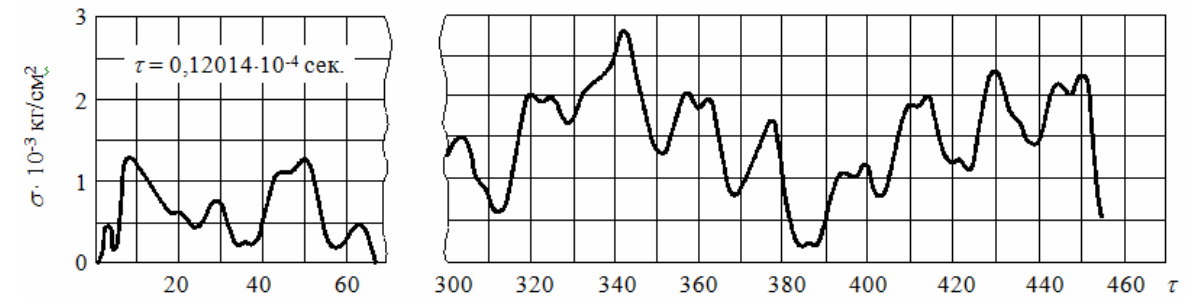


Рис. 4. Напряжения в защемленной по краям балке

На деформации сравнительно коротких стержней при ударе могут существенное влияние оказывать сдвиг и инерция поворота сечений. Поэтому Анатолий Петрович далее рассмотрел задачу упругого удара, исходя из волнового уравнения изгиба балки, которое вывел С.П. Тимошенко.

При учете влияния волновых процессов в балке он использовал уравнения [5,6]:

$$\rho F \frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2} - K' \left(\frac{\partial^2 y_1}{\partial x^2} - \frac{\partial \psi}{\partial x} \right) FG = P(t) \delta(x - x_1);$$

$$EJ \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + K' \left(\frac{\partial y_1}{\partial x} - \psi \right) FG - J \rho \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} = 0. \quad (7)$$

В них F – площа поперечного сечення стержня; J – момент інерції сечення; ρ – щільність матеріала; ψ – кут повороту елемента стержня; $y_1 = y_1(x, t)$ – прогиб; K' – коефіцієнт, залежний від форми поперечного сечення; $\delta(x - x_1)$ – дельта функція; E – модуль еластичності; G – модуль сдвига матеріала стержня.

Решив систему (7) для случая свободно-опертых краев балки, Анатолий Петрович получил:

$$y_1(x, t) = \frac{2K'G}{\rho^2 J l} \sum_{n=1,2,\dots} \frac{1}{\omega_{2n}^2 - \omega_{1n}^2} \left[\sum_{j=1}^2 (-1)^{1+j} \left(\frac{1}{\omega_{jn}} - \frac{\rho J \omega_{jn}}{F G K'} + \frac{\rho \delta^2 n^2 \pi^2}{\omega_{jn} K' G l^2} \right) \times \int_0^t P(t_1) \sin \omega_{jn} (t - t_1) dt_1 \right] \sin \frac{n\pi x_1}{l} \sin \frac{n\pi x}{l}. \quad (8)$$

Здесь $\omega_{jn} = \frac{\delta}{r^2} r_{jn}$, $\delta^2 = \frac{EJ}{\rho F}$, $r^2 = \frac{J}{F}$, r_{jn} – положительные корни уравнения:

$$r_n^4 + \frac{K'G}{E} \left[1 + \frac{n^2 \pi^2}{l^2} r^2 \left(1 + \frac{E}{K'G} \right) \right] r_n^2 + \frac{K'G}{E} \frac{(rn\pi)^4}{l^4} = 0; \quad l - \text{длина балки.}$$

Аналогичные решения он построил для изгибающего момента и напряжений [5].

Используя, вместо (5), выражение (8), он численно решил функциональное уравнение удара на ЭВМ.

Рассмотрим полученные результаты при центральном ударе стального шара радиуса $R_u = 7,141$ см, после падения его на рельс $P-4a$ с высоты $H = 25$ см. Рельс имел следующие параметры: $l = 80$ см; $F = 39,45$ см²; $\rho F = 0,3083$ кг/см·сек⁻²; $J = 751$ см⁴.

Графики $P(t)$ и $y_1(t)$ представлены на рис. 5. Сплошными линиями нанесены результаты расчета с применением волнового уравнения, а пунктирными – на основе классического уравнения Эйлера-Бернулли.

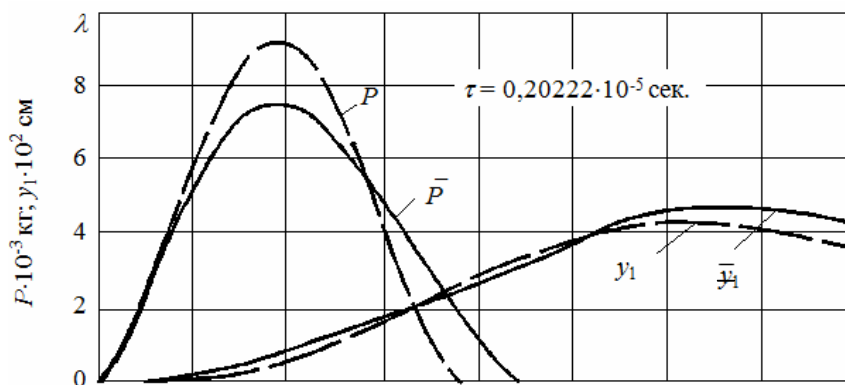


Рис. 5. Усилие удара и прогибы рельса $P-4a$

В результате учета сдвига и инерции поворота уменьшились значения силы удара, но несколько увеличились прогибы балки в сечении $x = 0,5l$, где приложена сила $P(t)$.

Расчитанные для этого сечения изгибные напряжения σ при двух высотах сброса шара: $H = 25$ см и $H = 10$ см представлены на рис. 6. Максимальные значения изгибных напряжений, к которым приводит волновая и классическая теории изгиба балки (соответственно сплошные и пунктирные линии) близки между собой.

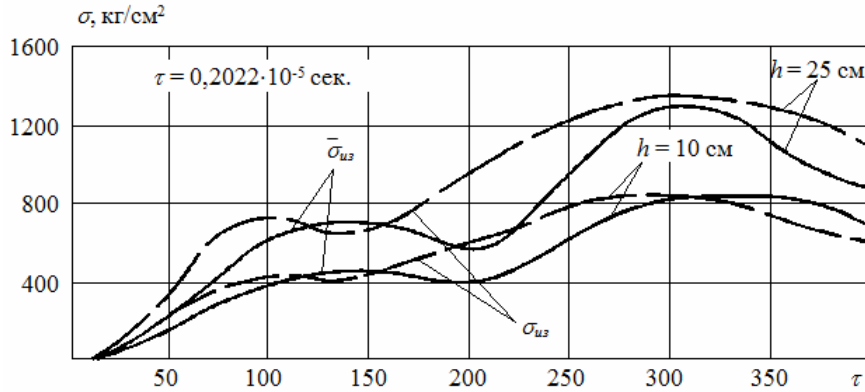


Рис.6. Напряжения в рельсе $P - 4a$

На рис. 7 и рис. 8 показаны изменения прогибов и напряжений в сечении $x = 0,75l$, полученные при учете волновых процессов. Прогибы и напряжения в этом сечении возникают лишь после прихода волны деформаций, которая движется со скоростью $c_1 = 65 \cdot 10^5$ см/сек.

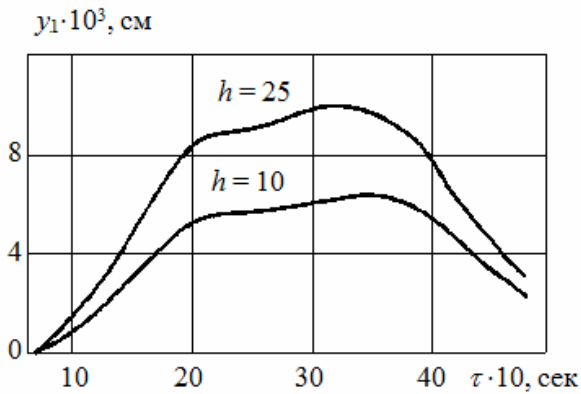


Рис.7. Прогибы рельса в сечении $\xi = 0,75$

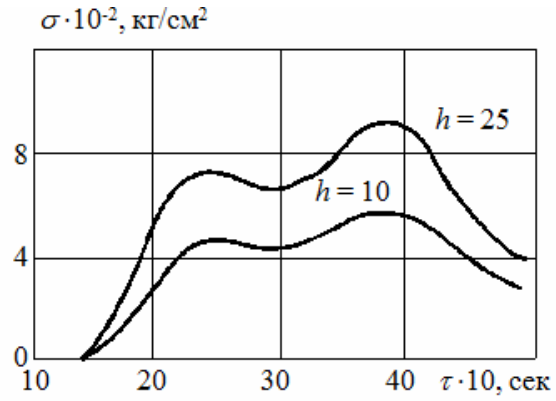


Рис. 8. Напряжения в сечении $\xi = 0,75$

Анализируя роль волновых процессов, Анатолий Петрович приходит к выводу, что для сравнительно коротких балок учет сдвига и инерции поворота уменьшает не только усилие удара, а и снижает интенсивность напряжений

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

в сечении удара, поскольку касательное напряжение τ_{xy} пропорционально силе удара.

При рассмотрении упругого удара тела по прямоугольной пластине длиной a и шириной b , кроме классического уравнения изгиба:

$$\frac{\partial^4 y_1}{\partial \xi^4} + 2\mu_1^2 \frac{\partial^4 y_1}{\partial \xi^2 \partial \eta^2} + \mu_1^4 \frac{\partial^4 y_1}{\partial \eta^4} + \frac{\rho h a^4}{D} \frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2} = \frac{a^4}{D} q(\xi, \eta, t),$$

А.П. Филиппов использовал и волновые уравнения [6]:

$$K'G \left(\frac{\partial^2 y_1}{\partial \xi^2} + \mu_1^2 \frac{\partial^2 y_1}{\partial \eta^2} - a^2 \psi \right) = \rho a^2 \frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2} - \frac{a^2}{h} q(\xi, \eta, t);$$

$$\frac{\partial^2 y_1}{\partial \xi^2} + \mu_1^2 \frac{\partial^2 y_1}{\partial \eta^2} - a^2 \psi = -\frac{D}{K'G h} \left(\frac{\partial^2 \psi}{\partial \xi^2} + \mu_1^2 \frac{\partial^2 \psi}{\partial \eta^2} \right) + \frac{\rho h^2 a^2}{12K'G} \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2}.$$

В них $\mu_1 = a/b$; h – толщина пластины; D – ее цилиндрическая изгибная жесткость; y_1, ψ – прогиб и функция сдвига; $q(\xi, \eta, t)$ – интенсивность ударной нагрузки; ξ, η – текущие безразмерные координаты; ξ_1, η_1 – безразмерные координаты центра области локализации ударной нагрузки.

Полагая интенсивность ударной нагрузки независимой от ξ и η в круговой области контакта, а края пластины: $\xi = \eta = 0$ и $\xi = \eta = 1$ свободно опертыми, Анатолий Петрович получил выражения прогибов тонкостенного тела в виде:

$$y_1(\xi, \eta, \xi_1, \eta_1, t) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \left[\int_0^t P(t_1) f_{mn}(t-t_1) dt_1 \right] \sin(m\pi \xi_1) \times$$

$$\times \sin(n\pi \eta_1) \cdot \sin(m\pi \xi) \cdot \sin(n\pi \eta), \quad (9)$$

где функция $f_{mn}(t-t_1)$ зависит от уравнений динамического изгиба пластины, а также от индексов суммирования m и n .

При численном решении уравнения (4) с учетом (9), усилие $P(t)$, на каждом участке разбиения временного интервала, как прежде, аппроксимировалось линейной зависимостью (6).

Радиус области приложения силы $P(t)$ менялся в ходе удара. Его значение определяли по формуле

$$r_0(t) = \left(\frac{PR_u}{K_u} \right)^{1/3}, \quad (10)$$

вытекающей из решения контактной задачи о вдавлении шара в упругое полупространство.

В формуле (10): $K_u^{-1} = \frac{3}{4} \left(\frac{1-\nu_u^2}{E_u} + \frac{1-\nu^2}{E} \right)$, R_u – радиус падающего шара;

E_u, ν_u – его модуль упругости и коэффициент Пуассона; E, ν – механические характеристики материала пластины.

Поскольку сила $P(t)$ прикладывалась по площадке конечных размеров (не в точке), то, в отличие от теории неупругого удара, появилась возможность, кроме прогибов, вычислять изгибающие моменты и напряжения в тонкостенном теле.

Чтобы избежать неоправданных затрат времени на численное суммирование двойных рядов медленной сходимости, Анатолий Петрович выделил их из решения, а затем, следуя С.П. Тимошенко [7], представил суммы этих рядов в замкнутом виде. В результате такого преобразования при вычислении изгибающих моментов были использованы выражения:

$$M_{1,2} = \frac{P(t)}{8\pi} \left\{ (1+\nu) \left[2 \ln \frac{2a \sin(\pi \xi_1)}{\pi r_0(t)} + (\lambda - 2) \right] \pm \mu(1-\nu) \right\},$$

в которых λ и μ зависят от значения ξ_1 .

Согласно таблицам в [7] при $\xi_1 = 0,5$; $a = b$: $\lambda = 2,669$, $\mu = 0$.

Так, при учете местных деформаций, удалось рассчитать и напряженное состояние пластины.

Приводим некоторые из численных результатов работы [6].

На рис. 9 и рис. 10 нанесены графики силы удара, прогибов и изгибных напряжений в центре стальной квадратной пластины, полученные при $a = b = 60$ см; $h = 1,2$ см; $\xi_1 = \eta_1 = 0,5$. Стальной шар массой $M = 14,7$ кг падал на пластину с высоты $H = 26$ см.

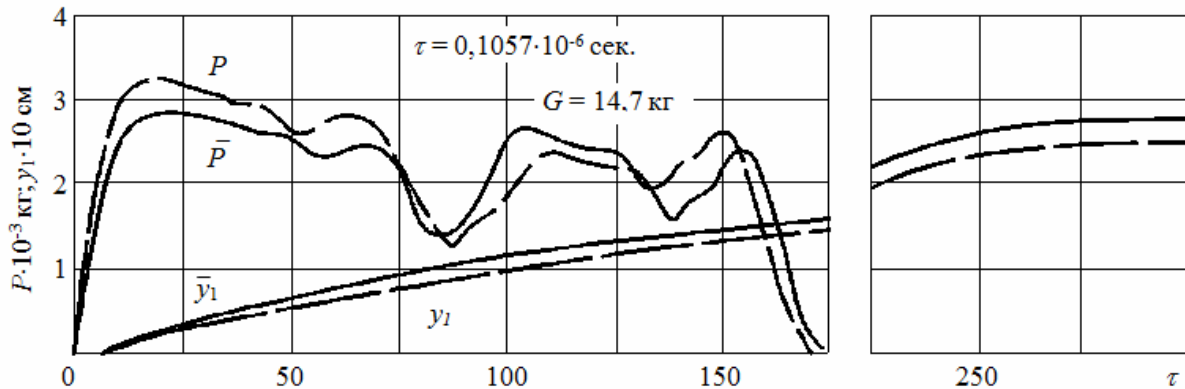


Рис. 9. Усилие удара и прогибы пластины

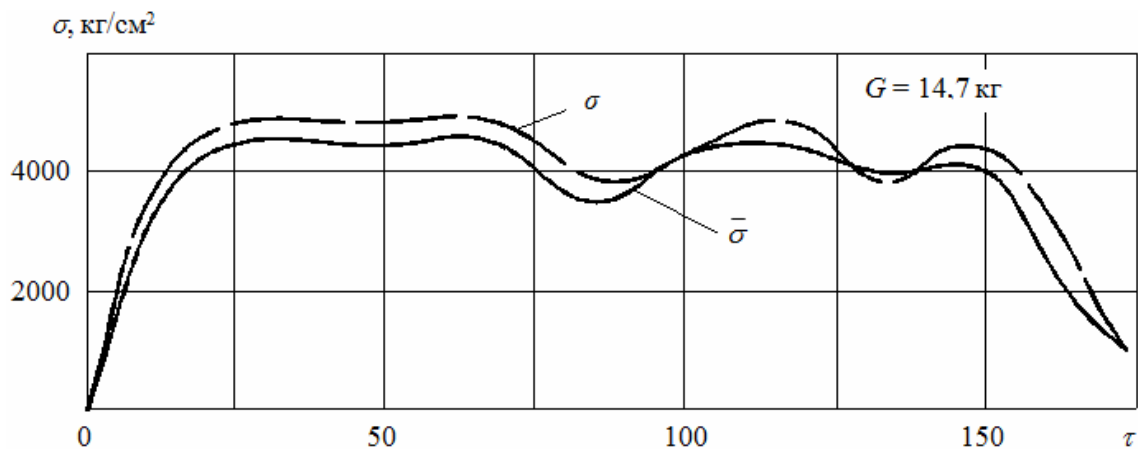


Рис.10. Изгибные напряжения в пластине

Сплошной линией представлены результаты, которым приводит волновая теория изгиба пластины, а пунктирной – неволновая.

Как видно из рисунков, максимальное значение силы удара приблизительно на 20% меньше, тогда как прогибы пластины больше, чем полученные по классической теории Кирхгофа. Интенсивность напряжений σ_i при учете волновых процессов снижается, что объясняется уменьшением силы удара.

При рассмотрении упругого удара шара по круглой пластине Анатолий Петрович решает осесимметричные задачи колебаний, с учетом и без учета волновых процессов, и сравнивает результаты. При уточненной постановке задачи прогибы пластины определяет, решая систему уравнений [8]:

$$\begin{aligned} (y_1' r)' - (\psi r)' &= \frac{r}{K' G h} (h \rho \ddot{y}_1 - q); \\ (r \psi')' - \psi \left(\frac{1}{r} + \frac{K' G h}{D} \right) &= \frac{J}{D} \ddot{\psi} r - \frac{K' G h}{D} r y_1'. \end{aligned} \quad (11)$$

В ней $\psi = \psi(r, t)$ – функция сдвига; $q = q(r, t)$ – поперечная локально распределенная нагрузка, интеграл от которой по области локализации равен $P(t)$; $K' = 2/3$; $J = \rho h^3 / 12$; r – радиальная координата; штрихом обозначены производные по r , а точкой – по t ; остальные обозначения имеют прежний смысл.

Решение системы (11) разлагает в ряды:

$$y_1(\xi, t) = \sum_{n=1}^{\infty} A_n [P(t), M_*(t)] J_0(s_n \xi); \quad \psi(\xi, t) = \sum_{n=1}^{\infty} B_n [P(t), M_*(t)] J_1(s_n \xi), \quad (12)$$

где $\xi = r a^{-1}$; a – радиус пластины; $J_0(z)$, $J_1(z)$ – функции Бесселя индексов нуль и единица; s_n – корни уравнения; $J_0(s) = 0$, поэтому $y(1, t) = 0$.

Множители A_n, B_n в (12) зависят от компенсирующего изгибающего момента $M_*(t)$, приложенного по краю пластины $\xi = 1$. Если край защемлен, то $M_*(t)$ должен быть таким, чтобы $\left. \frac{\partial y_1}{\partial r} \right|_{r=a} = 0$. В случае свободно-опертой пластины $M_*(t)$ должен

приводить к равенству нулю изгибающего момента M_r на контуре $\xi = 1$. И так, реализуется метод компенсирующих нагрузок.

Подстановка (12) в (4) приводит к интегральному уравнению, которое решают численно, разбивая период основного тона колебаний пластины на 900 частей.

По сравнению с балкой, расчет усложняется, поскольку на каждом шаге разбиения, кроме $P(t)$, приходится вычислять и $M_*(t)$.

Затраты компьютерного времени на вычисление сумм рядов по n сокращаются, вследствие использования выражений [8]:

$$\sum_n \frac{J_0(s_n x)}{s_n J_1(s_n)} = \frac{1}{2}, \quad (0 \leq x \leq 1), \quad \sum_n \frac{J_1(s_n x)}{s_n^2 J_1(s_n)} = \frac{x}{4}, \quad \sum_n \frac{J_1(s_n x)}{s_n^3 J_1^2(s_n)} = \frac{1}{8} (x - 2x \ln x),$$

$$\sum_n \frac{J_0(s_n x)}{s_n^3 J_1(s_n)} = \frac{1}{8}(1-x^2), \quad \sum_n \frac{J_0(s_n x)}{s_n^4 J_1^2(s_n)} = \frac{1}{8}(1-x^2 + x^2 \ln x), \quad (13)$$

$$\sum_n \frac{J_1(s_n x)}{s_n^4 J_1(s_n)} = \frac{x}{16} \left(1 - \frac{x^2}{2}\right), \quad \sum_n \frac{J_1(s_n x)}{s_n^5 J_1^2(s_n)} = \frac{x}{16} \left(x - \frac{5}{8}x^2 + \frac{x^2}{2} \ln x\right).$$

Отметим, что большинство из сумм рядов Фурье-Бесселя в (13) получено Анатолием Петровичем впервые. Лишь часть из них есть в известной литературе по специальным функциям [9,10].

При решении задачи удара в упрощенной постановке коэффициенты разложения (12) он находил из уравнения [8]

$$\Delta \Delta y_1 + \frac{\rho h}{D} \ddot{y}_1 = \frac{1}{D} q(r, t),$$

в котором $\Delta = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}$.

На рис. 11-14 представлены графики силы $P(t)$, прогиба $y_1(t)$ и напряжения $\sigma(t)$, вычисленные в центре пластины радиуса $a = 28,7$ см, подверженной удару стального шара, который падает с высоты $H = 26$ см.

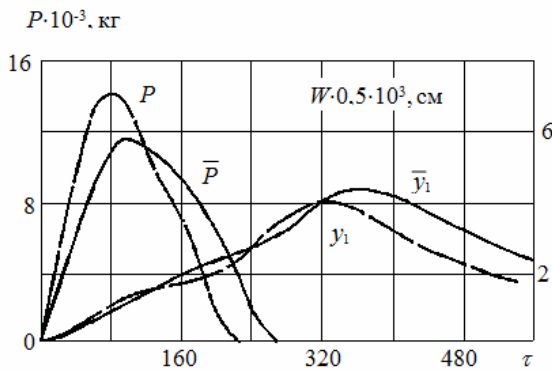


Рис. 11. Усилия удара и прогибы при $M=17,8$ кг

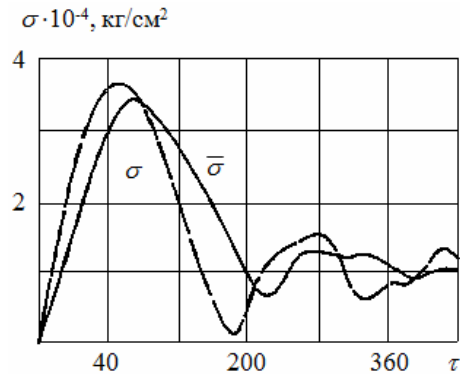


Рис. 12. Напряжения при $M=17,8$ кг

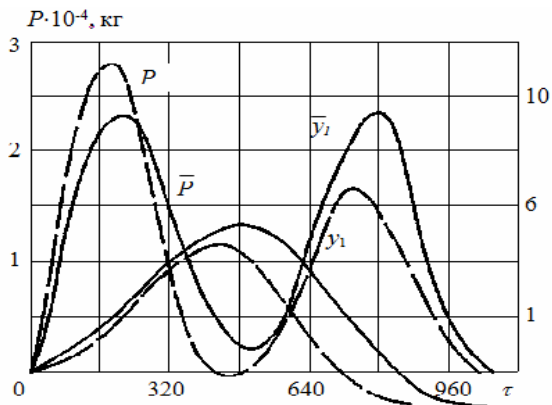


Рис.13. Усилия удара и прогибы при $M=33$ кг

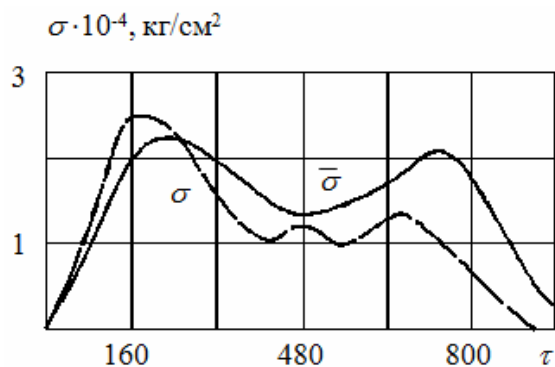


Рис. 14. Напряжения при $M=33$ кг

Результаты на рис. 11,12 соответствуют массе шара $M=17,8$ кг и толщине $h=3$ см. Результаты на рис. 13,14 получены при $M=33$ кг и $h=5$ см.

Сплошные линии относятся к случаю удара с учетом волновых процессов, а пунктирные – без учета этих процессов.

Расчеты показали, что учет сдвига и инерции поворота в пластине приводит к снижению максимума силы удара и напряжений, по сравнению с расчетными величинами, полученными из неволнового уравнения. Величина прогиба, как и следовало ожидать, несколько выше для волнового уравнения.

В послевоенные годы в СССР, как и за рубежом, с целью уменьшения веса изгибаемых тонкостенных элементов конструкций, начали применять трехслойные пакеты, в которых внешние слои (обшивки) выполняли из металла, а средний слой (заполнитель) изготавливали из искусственных легких низко модульных материалов. Такие тонкостенные конструкции имели высокую изгибную жесткость при действии равномерно распределенных нагрузок, но их поведение при локальном механическом ударе было неизвестно. Поэтому по инициативе и под руководством Анатолия Петровича были проведены соответствующие исследования в кандидатской диссертации [11]. Они позволили установить следующие особенности. Вследствие наличия низко модульного заполнителя, прогиб обшивки под локальной нагрузкой больше прогиба ненагруженной обшивки. Поэтому при ударе нужно учитывать поперечную сжимаемость тонкостенного тела, которая без учета сил инерции пропорциональна силе удара. В результате функциональное уравнение удара свелось к следующему [12]:

$$v_0 t - \frac{1}{M_0} \int_0^t dt \int_0^t P(t) dt = y_1(t) + K_1 P^n + K_2 P. \quad (14)$$

В нем $y_1(t)$ – прогиб срединной поверхности тонкостенного тела в центре области удара; $K_1 P^n$ – величина совместных контактных деформаций ударяющегося тела и обшивки; $K_2 P$ – поперечное обжатие трехслойной балки или пластины.

Учет поперечного обжатия снижает максимум силы удара при прочих равных условиях.

Уравнение изгиба трехслойной балки – полосы более громоздкие, чем волновые уравнения изгиба однородной балки. В них приходится учитывать сдвиг и инерцию поворота в заполнителе. Например, определение $y_1(t)$ при ударе по балке симметричного строения сводится к решению системы [13]

$$\begin{aligned} b_1 \frac{\partial^3 y_1}{\partial x^3} + b_2 \frac{\partial^3 y_1}{\partial x \partial t^2} + b_3 \frac{\partial y_1}{\partial x} + b_4 \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + b_5 \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} - b_3 \psi = 0; \\ c_1 \frac{\partial^4 y_1}{\partial x^4} + c_2 \frac{\partial^4 y_1}{\partial x^2 \partial t^2} - b_3 \frac{\partial^2 y_1}{\partial x^2} + c_3 \frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2} + b_1 \frac{\partial^3 \psi}{\partial x^3} + \\ + b_2 \frac{\partial^3 \psi}{\partial x \partial t^2} + b_3 \frac{\partial \psi}{\partial x} = -P(t) \delta(x - x_1). \end{aligned} \quad (15)$$

Здесь $b_1 = -E_1 h \delta^2$; $b_2 = \rho_1 h \delta^2$; $b_3 = -2K'G h$; $b_4 = -\frac{2}{3} E h^3 - 2E_1 h^2 \delta$; $b_5 = \frac{2}{3} \rho h^3 + 2\rho_1 h^2 \delta$; $c_1 = -\frac{2}{3} E_1 \delta^3$; $c_2 = \frac{2}{3} \rho_1 \delta^3$; $c_3 = -2(\rho h + \rho_1 \delta)$; E, ρ – модуль упругости и плотность материала заполнителя; ρ_1 – плотность материала не-

сущих слоев; K' – коэффициент неравномерности сдвига в заполнителе; $\psi(x, t)$ – функция поворота плоских сечений заполнителя; δ – толщины обшивок; $2h$ – толщина заполнителя.

При свободном опирании торцов балки система (15) позволила определить $A_n(t)$ и $B_n(t)$ в рядах [13]:

$$y_1 = \sum_{n=1}^{\infty} A_n(t) \sin \frac{n\pi x}{l}; \quad \psi = \sum_{n=1}^{\infty} B_n(t) \cos \frac{n\pi x}{l}. \quad (16)$$

Интегральное уравнение (14), после подстановки в него (16), решали численно, используя аппроксимацию (6).

Сходимость рядов (16) достаточная, чтобы вычислить и напряжения в несущих слоях и заполнителе.

Используя (14), (16) проводили расчеты центрального поперечного удара стального шара радиуса $R_{ш} = 1$ см с начальной скоростью $v_0 = 1,4$ м/сек по трехслойной полосе с размерами $l = 30$ см; $2hl^{-1} = 0,053$; $\delta h^{-1} = 0,2$. Материалом несущих слоев полосы служил алюминий. В качестве заполнителя рассматривались материалы ПХВ ($E = 5 \cdot 10^8$ Па; $\nu = 0,4$; $\rho = 0,5 \cdot 10^3$ кг/м³) и ЭК ($E = 25 \cdot 10^8$ Па; $\nu = 0,4$; $\rho = 1,5 \cdot 10^3$ кг/м³).

Коэффициент $K_2 = 5,27 \cdot 10^{-8}$ м/н для заполнителя ПХВ и $K_2 = 1,19 \cdot 10^{-8}$ м/н – для заполнителя ЭК. Коэффициенты K_1 и n определяли по теории Г. Герца.

В табл. 1, заимствованной из [13], приведены максимальные величины: усилия $P(t)$, Н и время его достижения сек., прогиб y_1 , см и напряжения $\sigma_3, \tau_3, \sigma_i$, Па – в заполнителе и σ_n , Па – в обшивках.

Таблица 1

Результаты расчета удара по трехслойной и однородной балке-полосе

Материал заполнителя	P	$t \cdot 10^6$	$y_1 \cdot 10^2$	$\sigma_3 \cdot 10^{-5}$	$\tau_3 \cdot 10^{-5}$	$\sigma_i \cdot 10^{-5}$	$\sigma_n \cdot 10^{-5}$
ПХВ	260	128	5,13	1,61	5,13	8,96	366,2
ЭК	541	36	3,46	10,84	14,20	25,00	351,9
Алюминий	1172	36	2,20	309,80	27,30	310,50	309,8

Для сравнения в последней строке табл. 1 записаны результаты расчета удара по однородной алюминиевой балке с учетом сдвига и инерции поворота.

Низкомодульный заполнитель уменьшает максимум усилия удара, но при этом увеличиваются максимальные прогибы балки.

В случае трехслойной балки с разными материалами обшивок, ее изгиб описывается системой трех дифференциальных уравнений.

Для трехслойной пластины такая система имеет вид [14]

$$\begin{aligned} a_1 \nabla^2 \nabla^2 \omega + a_2 \nabla^2 \ddot{\omega} + a_3 \nabla^2 R + a_4 \ddot{R} + a_5 \nabla^2 \Omega + a_6 \ddot{\Omega} &= 0; \\ b_1 \nabla^2 \nabla^2 \omega + b_2 \nabla^2 \ddot{\omega} + b_3 \nabla^2 \omega + b_4 \nabla^2 R - b_3 R + b_5 \ddot{R} - a_3 \nabla^2 \Omega - a_4 \ddot{\Omega} &= 0; \end{aligned} \quad (17)$$

$$c_1 \nabla^2 \nabla^2 \omega + c_2 \nabla^2 \ddot{\omega} - b_3 \nabla^2 R + a_6 \ddot{\omega} + b_2 \nabla^2 R + b_2 \ddot{R} + b_3 R - a_1 \nabla^2 \Omega - a_2 \ddot{\Omega} = -P(x, y, t).$$

$$\text{Здесь } \nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}; \quad R = \frac{\partial \phi}{\partial x} + \frac{\partial \psi}{\partial y}; \quad \Omega = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y}; \quad \phi, \psi - \text{ функции по-}$$

ворота плоских сечений заполнителя; u, v, ω – горизонтальные и вертикальные перемещения точек срединной плоскости заполнителя, являющейся координатной плоскостью xoy ; P – внешняя нагрузка, направление действия которой совпадает с направлением оси oz .

Коэффициенты уравнения (17) выражаются через параметры пластины по формулам:

$$\begin{aligned} a_1 &= \frac{1}{2}(E_2 \delta_2^2 - E_1 \delta_1^2); \quad a_2 = \frac{1}{2}(\rho_1 \delta_1^2 - \rho_2 \delta_2^2); \quad a_3 = h(E_2 \delta_2 - E_1 \delta_1); \\ a_4 &= h(\rho_1 \delta_1 - \rho_2 \delta_2); \quad a_5 = 2Eh + E_1 \delta_1 + E_2 \delta_2; \quad b_2 = \frac{1}{2}h(\rho_1 \delta_1^2 + \rho_2 \delta_2^2); \\ a_6 &= -(2\rho h + \rho_1 \delta_1 + \rho_2 \delta_2); \quad b_1 = -\frac{1}{2}h(E_1 \delta_1^2 + E_2 \delta_2^2); \quad b_3 = -2Gh; \\ b_4 &= -h^2 \left(\frac{2}{3}Eh + E_1 \delta_1 + E_2 \delta_2 \right); \quad b_5 = h^2 \left(\frac{2}{3}\rho h + \rho_1 \delta_1 + \rho_2 \delta_2 \right); \\ c_1 &= -\frac{1}{3}(E_1 \delta_1^3 + E_2 \delta_2^3); \quad c_2 = \frac{1}{3}(\rho_1 \delta_1^3 + \rho_2 \delta_2^3); \quad E_i = \frac{E'_i}{1 - \nu_i^2} \quad (i=1,2), \end{aligned}$$

где E'_i, ν_i и ρ_i – модули упругости, коэффициенты Пуассона и плотности материалов верхней ($i=1$) и нижней ($i=2$) обшивок толщины δ_i ; E', ν и ρ – модуль упругости, коэффициент Пуассона и плотность материала заполнителя толщиной $2h$.

Для прямоугольной пластины, опертой по краям: $x=0; l_1$ и $y=0; l_2$, решение системы (17) разлагали в двойные ряды:

$$\begin{aligned} y_1 = \omega &= \sum_{m,m=1}^{\infty} \sum A_{mn}(t) \sin \alpha_1 x \sin \alpha_2 y; \quad R = \sum_{m,m=1}^{\infty} \sum B_{mn}(t) \sin \alpha_1 x \sin \alpha_2 y; \\ \Omega &= \sum_{m,m=1}^{\infty} \sum C_{mn}(t) \sin \alpha_1 x \sin \alpha_2 y; \quad \alpha_1 = \frac{m\pi}{l_1}; \quad \alpha_2 = \frac{n\pi}{l_2}. \end{aligned}$$

Усилие удара, как прежде, определяли, численно решая уравнение (14). При этом исследовалось влияние геометрической несимметрии ($E_1 = E_2, \delta_1 \neq \delta_2$), а также физической ($E_1 \neq E_2, \delta_1 = \delta_2$) на протекание процесса удара.

Выполнен расчет двух вариантов центрального удара стального шара радиуса 2 см по геометрически несимметричной пластине с начальной скоростью удара $v_0 = 2$ м/сек. Геометрические размеры пластины принимались следующими: $\delta_1 = 2\delta_2 = 0,2$ см; $2h = 2$ см; $l_1 = l_2 = 40$ см. Материалом заполнителя выбирался полиматериал типа ПХВ ($E = 5 \cdot 10^8$ Па; $\nu = 0,4$; $\rho = 0,5$ кг/м³), материалом обшивок – алюминий.

Удар в первом варианте осуществлялся по обшивке толщиной δ_1 , во втором — по обшивке толщиной δ_2 .

Так как значения коэффициента k_2 , были разными (в первом варианте $k_2 = 1,61 \cdot 10^{-8}$ м/н, во втором $k_2 = 2,63 \cdot 10^{-8}$ м/н), существовало различие и в полученных процессах удара. Максимальные расчетные значения усилия P , усредненного прогиба y_1 , локального сжатия $k_2 P$, контактного сближения $k_1 P^{2/3}$ и время достижения максимального усилия t_m приведены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты расчета удара по трехслойной и монолитной пластинам

Материал заполнителя		P , н	$y_1 \cdot 10$, см	$k_2 P \cdot 10^2$, см	$k_1 P^{2/3} \cdot 10^2$, см	$t_m \cdot 10^6$, сек
ПХВ	1	2393	0,280	0,385	0,360	140
	2	2189	0,280	0,576	0,339	150
	3	3047	0,231	0,350	0,274	145
	4	2637	0,229	0,459	0,384	165
Сталь		13913	0,050	–	0,755	60
Алюминий		9061	0,110	–	0,848	80

Влияние механических свойств слоя, вступающего в контакт с ударяющим телом, исследовалось на примере удара по физически несимметричной пластине. Материалом одной из обшивок одинаковой толщины, равной 0,2 см, вместо алюминия выбиралась сталь. Остальные параметры сохранялись прежними. При этом $k_1 = 1,30 \cdot 10^{-7}$ м/н^{2/3}; $k_2 = 1,15 \cdot 10^{-8}$ м/н в случае удара по стальной обшивке (третий вариант); $k_1 = 2,01 \cdot 10^{-7}$ м/н^{2/3}; $k_2 = 1,74 \cdot 10^{-8}$ м/н при ударе по алюминиевой обшивке (четвертый вариант).

Как видно, удар по монолитной стальной и алюминиевой пластинам (2,3 x 40 x 40 см), полученный с учетом сдвига и инерции поворота, существенно отличается от удара по пластинам с заполнителем таких же внешних размеров.

Учитывая возможность использования в заполнителе низко модульных материалов с повышенными вибропоглощающими свойствами, в [15] исследовано влияние рассеяния энергии в заполнителе на протекание процесса удара. По гипотезе Е.С. Сорокина оно учитывалось введением комплексного модуля сдвига.

Удар шара по трехслойной пластине симметричного строения с учетом местных деформаций рассматривался также в [14], где отмечено уменьшение максимума силы удара, но увеличение ее прогибов по сравнению с однородной пластиной, изготовленной из материала обшивки.

А.П. Филиппову удалось решить одну из сложнейших динамических задач, когда деформирование тела, подвергнутого удару происходит за пределами упругости. Используя численные методы, он определил не только силу удара и прогиб, как функции времени, а также установил как меняется во времени зона пластичности [17].

При решении задачи он использовал теорию малых упруго-пластических деформаций А.А. Ильюшина и закон линейного упрочнения. В частности, для стержня зависимость напряжений σ от деформаций ϵ в поперечном сечении представлялась выражением:

$$\sigma = Ee \left(1 - \lambda \frac{e - e_s}{e} \right),$$

в котором, $e \geq e_s$, $\lambda = (E - E_1) / E_1$, E – модуль упругости материала балки или пластины; E_1 – модуль упрочнения; e_s – граничное значение упругой деформации, которой соответствует граничное напряжение $\sigma_s = E e_s$; $e = z \cdot \chi$; z – расстояние от волокна до нейтральной линии, имеющей кривизну χ .

В области упругих деформаций: $e \leq e_s$, $\lambda = 0$.

Уравнение изгиба стержня при наличии зоны пластичности имело вид

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho F \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = q(x, t) - \frac{\partial^2 M_s}{\partial x^2}, \quad (18)$$

где EJ – изгибная жесткость; ρF – погонная масса; $q(x, t)$ – поперечная нагрузка; $M_s = M_s(x, t)$ – дополнительный момент, вызванный появлением зоны пластичности.

В случае стержня прямоугольного поперечного сечения шириной b и высотой h этот момент выражается соотношением [17]

$$M_s = \lambda \frac{bh^2}{6} \sigma_s \left(-\frac{3}{2} + \frac{h}{2\eta} + \frac{2\eta^2}{h^2} \right),$$

в котором $e_s = \eta \chi$; $\eta = z_s(x, t)$ – расстояние от нейтральной линии до границы области пластичности.

При шарнирном опирании краев стержня $x = 0$ и $x = l$ решение уравнения (18) разлагали в ряд

$$y(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} R_i(t) \sin \frac{i\pi x}{l},$$

где

$$R_i(t) = \frac{2}{\rho F l \omega_i} \int_0^t [H_{1i}(t_1) + H_{2i}(t_1)] \sin \omega_i(t - t_1) dt_1, \quad H_{1i}(t) = \int_0^l q(x, t) \sin \frac{i\pi x}{l} dx;$$

$$H_{2i}(t) = -\lambda \frac{bh^2}{\sigma} \sigma_s \int_0^l \frac{\partial^2 \Omega(\eta)}{\partial x^2} \sin \frac{i\pi x}{l} dx; \quad \Omega(\eta) = -\frac{3}{2} + \frac{h}{2\eta} + \frac{2\eta^2}{h^2}; \quad \omega_i^2 = i^4 \pi^4 \frac{EJ}{\rho F}.$$

Таким образом, $H_{2i}(t)$ (или M_s) были фиктивной дополнительной нагрузкой на стержень. Ее определяли численно на каждом шаге τ , который получали делением периода колебаний $T = 2\pi \omega_1^{-1}$ на $2n$ частей.

В ходе расчетов учитывалась и возможность разгрузки материала.

Эта теория была обобщена на случай прямоугольной пластины, изгиб которой описывали уравнением:

$$D\Delta\Delta w + \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = q(x, y, t) - \left[\frac{\partial^2}{\partial x^2} (\lambda \Omega_1 M_x) + 2(1-\nu) \times \right. \\ \left. \times \frac{\partial^2}{\partial x \partial y} (\lambda \Omega_1 M_{xy}) + \frac{\partial^2}{\partial y^2} (\lambda \Omega_1 M_y) \right].$$

Здесь

$$M_x = -D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right); \quad M_y = -D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right); \\ M_{xy} = -D \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}; \quad \Omega_1 = (2\zeta - 1)^2 (\zeta + 1); \quad E = \frac{E h^3}{12(1-\nu^2)};$$

ζ – безразмерное (поделенное на $h/2$) расстояние от зоны пластичности до срединной поверхности; ν – коэффициент Пуассона.

Результаты компьютерных расчетов, при $\lambda = 0,97$ для балок и $\lambda = 0,95$ для пластин, представлены в табл. 3.

Таблица 3

№	Размеры, см	G = Mg, кг	H, см	P _{max} , кг	Максимальное перемещение, см	σ , кг/см ²	σ_{i1} , кг/см ²	η_{min} , см	t для η_{min} , сек.	l _s , см
1	Брус h = 5,08; l = 80; b = 2,54	1,78	180	12300	0,268	4508	2463	1,07	0,0015	17,6
2	Брус h = 5,08; l = 80; b = 2,54	6,32	180	16124	0,642	9605	2616	0,5	0,0015	20,2
3	Брус h = 4; l = 80; b = 2,54	1,78	180	11655	0,381	7800	2552	0,61	0,0021	14,4
4	Пластин h = 5; a = 60; b = 60	33,05	245	90534	0,1707	11246	2848	0,5034	0,002799	28
5	Пластин h = 3; a = 60; b = 60	18	50	1854,2	0,1291	5677	2560	0,63	0,002194	12

Анализ численных результатов показывают, что учет пластичности значительно уменьшает напряжение в ударяемом теле ($\sigma_{i1} < \sigma$). Зона пластичности простирается

на несколько толщин h , а при большой массе ударяющегося тела (вариант 4) $2I_s$ даже соизмеримо с длиной пластины a . Зона пластичности проникает на значительную глубину по высоте балки или пластины ($\eta_{\min} < h/4$), причем размеры зоны меняются в ходе удара. Эти изменения показаны графически в [17].

Выводы. Итак, проводя исследования в области упругого удара Анатолий Петрович развивал теорию С.П. Тимошенко. Он изучил влияние сдвига и инерции поворота сечений на протекание процесса удара, а также впервые вычислил напряжения в ударяемом теле, что вызвало интерес к его работам в промышленности. В связи с этим он выполнял расчеты прочности тонкостенных тел на удар по заказам КБ и НИИ. Под его руководством было также создано специальное оборудование для экспериментальной проверки результатов в теории удара. Он, раньше других, увидел актуальность динамических расчетов слоистых элементов конструкций на удар и первым в СССР провел такие расчеты. Наконец, используя ЭВМ сравнительно небольшого быстродействия, он численно решил сложнейшие задачи поперечного удара шара по балке и пластине, с учетом пластических деформаций в ударяемом теле.

Вычисляя коэффициент динамичности в балках по напряжениям, Анатолий Петрович установил, что он значительно отличается от коэффициента динамичности по прогибам. Поэтому был сделан вывод, что коэффициент динамичности по прогибам нельзя использовать для вычисления максимальных динамических напряжений. Его использование приводит к существенным погрешностям расчета. Но этот радикальный вывод академика А.П. Филиппова пока остается без должного внимания, по крайней мере в учебной литературе.

Литература: 1. Тимошенко С.П. *Колебания в инженерном деле* / С.П. Тимошенко. – М.: Физматгиз, 1959. – 439 с. 2. Филиппов А.П. *Численные методы в прикладной теории упругости* / А.П. Филиппов и др. – К.: Наукова думка, 1968. 3. Потележко В.П. *Контактная задача для плиты, лежащей на упругом основании* / В.П. Потележко, А.П. Филиппов // *Прикладная механика*. – 1967. – Т. 5. – Вып. 1. 4. Филиппов А.П. *Колебания механических систем* / А.П. Филиппов. – К.: Наукова думка, 1965. – 716 с. 5. Филиппов А.П. *Поперечный удар по стержню при учете инерции вращения и сил перерезывания* / А.П. Филиппов, В.А. Скляр // *Прикладная механика*. – 1968. – Т. 6. – Вып. 7. 6. Филиппов А.П. *Колебания деформируемых систем* / А.П. Филиппов. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1970. – 734 с. 7. Тимошенко С.П. *Пластинки и оболочки* / С.П. Тимошенко, С. Кригер-Войновский. – М.: Наука, 1966. – 636 с. 8. Филиппов А.П. *Поперечный упругий удар тяжелым телом по круглой плите* / А.П. Филиппов // *Известия АН СССР. – МТТ*. – 1971. – № 6. – С. 102-109. 9. Беймен Г. *Высшие трансцендентные функции. Функции Бесселя. Функции параболического цилиндра. Ортогональные многочлены* / Г. Беймен, А. Эрдейи. – М.: Наука, 1966. – 295 с. 10. Прудников А.П. *Интегралы и ряды* / А.П. Прудников, Ю.А. Брычков, О.И. Маричев // *Специальные функции: в 3-х томах*. – М.: Физматгиз, 2003. – Т. 2. – 663 с. 11. Ольшанский В.П. *Колебания трехслойных балок и пластин при упругом ударе: автореф. дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук; 01.025* / В.П. Ольшанский. – Х., 1971. – 19 с. 12. Филиппов А.П. *О численном решении функционального уравнения упругого удара для трехслойных пластин* / А.П. Филиппов, В.П. Ольшанский // *Строительная механика корабля*. – Ленинград: Судостроение, 1970. – Вып. 149. 13. Ольшанский В.П. *Колебания трехслойной балки-полосы при ударе* / В.П. Ольшанский, А.П. Филиппов // *Прикладная механика*. – 1970. – Т. 6. – Вып. 12. – С. 92-96. 14. Ольшанский В.П. *Деформации несимметричной трехслойной пластины с заполнителем при ударе* / В.П. Ольшанский, А.П. Филиппов // *Прикладная механика*. – 1971. – Т. 7. – Вып. 3. – С. 54-57. 15. Ольшанский В.П. *О расчете на удар трехслойных пластин и балок с вязко-упругим заполнителем* / В.П. Ольшанский, А.П. Филиппов // *Строительная механика и расчет сооружений*. – 1970. – № 6. 16. Ольшанский В.П. *Про стіудар кулі з тришаровою пластиною* / В.П. Ольшанський, А.П. Філіпов // *Розрахунок металевих та залізобетонних оболонок: кн.* – Харків: ХДУ, 1972. – С. 128-134. 17. Филиппов А.П. *Действие ударных и импульсивных нагрузок на стержни и пластины с учетом упруго-*

пластической области деформирования // А.П. Филиппов // Избранные проблемы прикладной механики (к 60-летию акад. В.Н. Челомея): кн. – М.: Наука, 1974. – С. 691-699.

Bibliography (transliterated): 1. Timoshenko S.P. *Kolebanija v inzhenernom dele* / S.P. Timoshenko. – М.: Fizmatgiz, 1959. – 439 s. 2. Filippov A.P. *Chislennye metody v prikladnoj teorii uprugosti* / A.P. Filippov i dr. – К.: Naukova dumka, 1968. 3. Potelezhko V.P. *Kontaktная задача длia плиты, lezhawej na uprugom osnovanii* / V.P. Potelezhko, A.P. Filippov // *Prikladnaja mehanika*. – 1967. – Т. 5. – Вып. 1. 4. Filippov A.P. *Kolebanija mehanicheskikh sistem* / A.P. Filippov. – К.: Naukova dumka, 1965. – 716 s. 5. Filippov A.P. *Poperechnyj udar po sterzhnju pri uchete inercii vrawenija i sil pererezyvanija* / A.P. Filippov, V.A. Skljар // *Prikladnaja mehanika*. – 1968. – Т. 6. – Вып. 7. 6. Filippov A.P. *Kolebanija deformiruemykh sistem* / A.P. Filippov. – 2-e izd. – М.: Mashinostroenie, 1970. – 734 s. 7. Timoshenko S.P. *Plastinki i obolochki* / S.P. Timoshenko, S. Kriger-Vojnovskij. – М.: Nauka, 1966. – 636 s. 8. Filippov A.P. *Poperechnyj uprugij udar tjazhelym telom po krugloj plite* / A.P. Filippov // *Izvestija AN SSSR. – MTT*. – 1971. – № 6. – S. 102-109. 9. Bejmen G. *Vysshie transcendetnye funkcii. Funkcii Besselja. Funkcii parabolicheskogo cilindra. Ortogonal'nye mnogochleny* / G. Bejmen, A. Jerdeji. – М.: Nauka, 1966. – 295 s. 10. Prudnikov A.P. *Integraly i rjady* / A.P. Prudnikov, Ju.A. Brychkov, O.I. Marichev // *Special'nye funkcii: v 3-h tomah*. – М.: Fizmatgiz, 2003. – Т. 2. – 663 s. 11. Ol'shanskij V.P. *Kolebanija trehslojnykh balok i plastin pri uprugom udare: avtoref. diss. na soiskanie uchenoj stepeni kand. tehn. nauk; 01.025* / V.P. Ol'shanskij. – H., 1971. – 19 s. 12. Filippov A.P. *O chislennom reshenii funkcional'nogo uravnenija uprugogo udara dlja trehslojnykh plastin* / A.P. Filippov, V.P. Ol'shanskij // *Stroitel'naja mehanika korablja*. – Leningrad: Sudostroenie, 1970. – Вып. 149. 13. Ol'shanskij V.P. *Kolebanija trehslojnoj balki-polosy pri udare* / V.P. Ol'shanskij, A.P. Filippov // *Prikladnaja mehanika*. – 1970. – Т. 6. – Вып. 12. – S. 92-96. 14. Ol'shanskij V.P. *Deformacii nesimmetrichnoj trehslojnoj plastiny s zapolnitelem pri udare* / V.P. Ol'shanskij, A.P. Filippov // *Prikladnaja mehanika*. – 1971. – Т. 7. – Вып. 3. – S. 54-57. 15. Ol'shanskij V.P. *O raschete na udar trehslojnykh plastin i balok s vjazko-uprugim zapolnitelem* / V.P. Ol'shanskij, A.P. Filippov // *Stroitel'naja mehanika i raschet sooruzhenij*. – 1970. – № 6. 16. Ol'shanskij V.P. *Pro spivudar kuli z trisharovoju plastinoju* / V.P. Ol'shanskij, A.P. Filippov // *Rozrahnok metalevix ta zalizobetonnih obolonok: kn. – Harkiv: HDU, 1972. – S. 128-134*. 17. Filippov A.P. *Dejstvie udarnykh i impul'sivnykh nagruzok na sterzhni i plastiny s uchedom uprugoplasticheskoj oblasti deformirovanija* // A.P. Filippov // *Избранные проблемы прикладной механики (к 60-летию акад. В.Н. Челомея): кн. – М.: Наука, 1974. – С. 691-699.*

Ольшанський В.П.

ПРО ДОСЛІДЖЕННЯ А.П. ФІЛІПОВА В ТЕОРІЇ ПРУЖНОГО УДАРУ

Проведено аналітичний огляд публікацій академіка АН УРСР А.П. Філіпова з коливань балок і пластин при пружному ударі рухомим тілом. Відзначена новизна поставлених ним задач удару, особливості розроблених методів їх розв'язання, наукова та практична значимість отриманих результатів.

Ольшанский В.П.

ОБ ИССЛЕДОВАНИЯХ А.П. ФИЛИППОВА В ТЕОРИИ УПРУГОГО УДАРА

Проведен аналітичний огляд публікацій академіка АН УРСР А.П. Філіпова в області коливань балок і пластин при пружному ударі рухомим тілом. Відзначена новизна поставлених ним задач удару, в особливості розроблених методів їх рішення, наукова та практична значимість отриманих результатів.

Olshanskii V.P.

ABOUT RESEARCH A.P. PHILIPPOV IN ELASTIC HIT THEORY

An analytical review of publications of Academician USSR A.P. Philipov on vibrations of beams and plates in elastic hit the moving body. Noted the novelty of the problems assigned to them impact, especially the developed methods to solve them, the scientific and practical significance of the results.

ДО ОБГОВОРЕННЯ

УДК 623.438: 539.3

*Литвиненко А.В., канд. техн. наук; Ткачук Н.А., докт. техн. наук; Васильев А.Ю.,
Литвин Б.Я., Шейко А.И.*

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКИХ И ЧИСЛЕННЫХ МОДЕЛЕЙ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ БРОНЕКОРПУСОВ ПРИ ДЕЙСТВИИ УДАРНОЙ ВОЛНЫ

Введение. Одной из актуальных научно-практических проблем при проектировании и технологической подготовке производства боевых легкобронированных машин является обоснование таких конструктивных и технологических решений, которые бы в наибольшей степени обеспечивали защищенность их бронекорпусов от воздействия поражающих факторов. Среди данного множества факторов выделяется, в частности, ударная волна. Она осуществляет распределенное по всей поверхности подвижное воздействие на бронекорпус. Численному и экспериментальному исследованию реакции бронекорпуса на данное воздействие посвящены работы [1-7]. В ходе проведенных исследований установлено, что для описания реакции корпусов на волновое воздействие требуется существенное совершенствование математических моделей данного процесса, для чего были модифицированы модели газодинамического обтекания ударной волной бронекорпусов и упруго-пластического деформирования элементов корпуса.

Проведенные на примере корпуса машин серии МТ-ЛБ расчеты продемонстрировали, что уже достаточно низкие уровни избыточного давления во фронте ударной волны приводят к появлению пластических деформаций, в первую очередь – в элементах внутреннего силового каркаса. Это заставило обратиться к проблеме концептуальных формулировок проектных критериев защищенности бронекорпусов. Очевидно, что критерий появления первых пластических деформаций таковым быть не может, т.к. в основном корпус после этого состояния сохраняет сопротивляемость внешним нагрузкам, герметичность и форму.

Таким образом, требуется поиск уточненных решений. С этой целью было исследовано поведение материалов элементов бронекорпусов при дальнейшем росте нагрузки. Оказалось, что критерий сохранения герметичности бронекорпуса при получении значительных местных пластических деформаций дает возможность практически вдвое увеличить допустимую величину избыточного давления.

В то же время практически не изучен вопрос поведения элементов бронекорпусов при дальнейшем возрастании нагрузки. Эта проблема упирается, с одной стороны, в развитие математических моделей процесса, а с другой, – в модификацию действующих критериев защищенности бронекорпусов. В связи с этим в данной работе уделяется внимание этим задачам, определяя ее цель как разработку методологических основ дальнейших исследований.

Уровни и критерии защищенности при действии ударной волны на бронекорпуса боевых бронированных машин легкой категории по массе. При анализе быстротекающих процессов поведение конструкционных материалов становится зависимым от скорости деформирования (рис. 1). В этом случае необходимо рассматривать в качестве определяющей зависимости не кривую « $\sigma - \varepsilon$ », а поверхность « σ » в

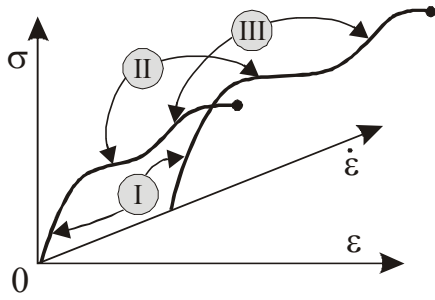


Рис. 1. Кривые зависимостей «σ – ε – ε̇» при скоростном деформировании

координатах «ε – ε̇». Кроме того, при этом сдвигаются участки упругого деформирования I, развития упруго-пластических деформаций II и упрочнения III (см. рис. 1).

В дополнение к данным обстоятельствам при повышенных скоростях деформирования может изменяться и механизм разрушения различных материалов. Например, могут сменять друг друга критерии предельных состояний по максимальной деформации, по максимальной интенсивности напряжений, по главным максимальным напряжениям и т.п. Первые из них ха-

рактерны для пластического материала, последний – для хрупкого. Следовательно, следует принимать в расчет не только уровень напряжений, но и вид напряженного состояния, т.е. соотношение различных компонент тензора напряжений.

Следует также учитывать и различные свойства и характеристики материалов бронепанелей, а также элементов внутреннего силового каркаса (рис. 2). Деформирование элементов бронекорпусов в целом происходит совместно, однако уровень действующих напряжений различен. Это обстоятельство дополняется тем, что различные элементы бронекорпусов переходят на разные участки I-III (см. рис. 1) при разных уровнях нагрузок. В первую очередь в упруго-пластическое состояние переходит, как правило, материал элементов внутреннего силового каркаса. Если для его изготовления используется обычная конструкционная сталь, то этот материал может пройти все участки I, II и III вплоть до разрушения, в то время как материал бронепанелей останется на участке I либо только перейдет на начало участка II.

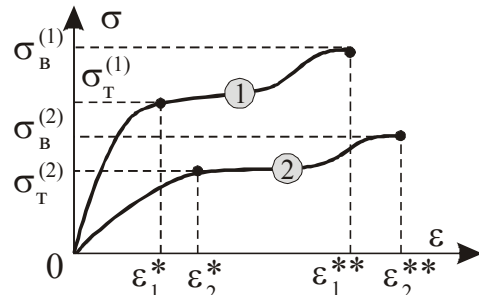


Рис. 2. Диаграммы «σ – ε» для материалов бронепанелей 1 и внутреннего силового каркаса 2

Учитывая, что в силу высоких механических свойств материалов бронепанелей они (см. выше) как правило, переходят на участки II, III после материала внутреннего силового каркаса, сформулирована следующая последовательность критериев уровней защищенности, которая используется при проектных численных исследованиях бронекорпусов.

А. Критерий недопущения пластического деформирования:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}}^{(2)} \leq \sigma_{\text{T}}^{(2)}, \quad (1)$$

где индекс «2» относится к материалу элементов внутреннего силового каркаса, а величина $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ соответствует актуальному механизму связи «σ – ε» (т.е. эквивалентные напряжения по той или иной теории прочности).

В. Критерий сохранения герметичности бронекорпуса:

$$\varepsilon^{(2)} \leq \delta, \quad (2)$$

где $\varepsilon^{(2)}$ – деформации элементов внутреннего силового каркаса (в основном – их пластическая составляющая), а δ – предельно допустимый уровень остаточных деформаций, определяемый условиями сохранения герметичности бронекорпуса и зависящий от конструктивного его исполнения.

С. Критерий сохранения цельности элементов бронекорпуса:

$$\sigma_{\text{экв}}^{(2)} \leq \sigma_{\text{в}}^{(2)}. \quad (3)$$

Он определяет момент начала разрушения элементов внутреннего силового каркаса (см. рис. 2). После начала этого процесса дальнейший рост нагрузки может привести к лавинообразному процессу потери бронекорпусом какой-либо функциональности.

Именно на интервале между выполнением равенства в критерии (2) и до выполнения равенства в критерии (3) происходит ощутимый рост пластических деформаций в материале 2 и могут появляться пластические деформации в материале 1. Для описания поведения всей исследуемой конструкции требуется привлечение и адаптация соответствующего математического аппарата.

Математические модели для описания процесса деформирования бронекорпусов. Для адекватного описания процессов деформирования бронекорпусов в зоне больших и развивающихся пластических деформаций предпочтительным является применение теории инкрементального типа [8], связывающей скорости (приращения) деформаций и напряжений при активном нагружении соотношениями

$$d\varepsilon_{ij} = \frac{1-2\nu}{E} d\sigma \delta_{ij} + \frac{ds_{ij}}{2G} + \left[\frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varepsilon}_{ij}} \right] d\Phi; \quad i, j = 1, 2, 3, \quad (4)$$

где $\sigma = \frac{1}{3} \sigma_{ii}$ – шаровая (гидростатическая) часть тензора напряжений; $s_{ij} = \sigma_{ij} - \delta_{ij} \sigma$ – девиаторная его часть соответственно; E, G, ν – модули упругости I и II рода и коэффициент Пуассона соответственно; δ_{ij} – символ Кронекера; $\Phi(\sigma_{ij}, \dot{\varepsilon}_{ij}) = 0$ – поверхность текучести.

Уравнение (4) можно обратить

$$d\sigma_{ij} = \frac{E}{1-2\nu} d\varepsilon \delta_{ij} + 2G de_{ij} + \alpha_{ijkl} d\varepsilon_{kl} + \beta_{ijkl} d\dot{\varepsilon}_{kl}; \quad i, j, k, l = 1, 2, 3, \quad (5)$$

где $\varepsilon = \frac{1}{3} \varepsilon_{ii}$ – шаровая (гидростатическая) часть тензора деформаций; $e_{ij} = \varepsilon_{ij} - \delta_{ij} \varepsilon$ – девиаторная часть тензора напряжений; $\alpha_{ijkl}, \beta_{ijkl}$ – коэффициенты, получаемые из обращения уравнения (4).

Таким образом, уравнения (5) содержат 3 компоненты: первые 2 слагаемых соответствуют упругим деформациям, третье описывает приращение напряжений, вызванное приращением пластических деформаций, а четвертое вызвано изменением скоростей деформаций.

Принимая во внимание существенную зависимость параметров данной поверхности Φ от скорости деформирования, зависимость приращения напряжений при активном нагружении

$$\Delta \sigma_{\tau} = \Delta \sigma_2 = \Delta \sigma_1 + \Delta \sigma', \quad (6)$$

содержит компоненту $\Delta \sigma_1$, вызванную приращением деформаций, и $\Delta \sigma'$, вызванную приращением скорости деформаций (рис. 3, здесь σ_+, ε_+ – приращения напряжений и деформаций при активном нагружении, а σ_-, ε_- – приращения напряжений и деформаций при разгрузке).

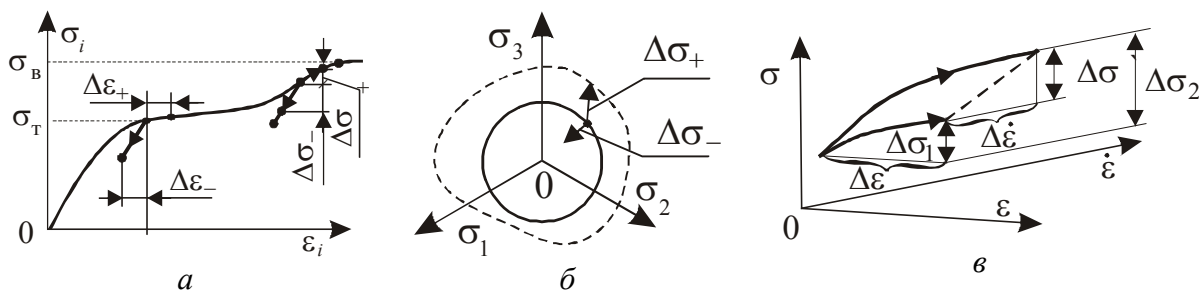


Рис. 3. Связь приращений деформаций и напряжений:
 а – в координатах интенсивностей напряжений и деформаций « $\sigma_i - \varepsilon_i$ »;
 б – в пространстве главных напряжений; в – в пространстве « $\sigma - \varepsilon - \dot{\varepsilon}$ »

Учитывая наличие в конструкции больших деформации, связь компонент тензора деформаций и вектора перемещений \mathbf{u} [8] –

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}(u_{i,j} + u_{j,i} + u_{k,i}u_{k,j}). \quad (7)$$

Условия равновесия в дифференциальном виде

$$\sigma_{ij,j} + f_i(r, t) = \rho \ddot{u}_i, \quad (8)$$

где ρ – плотность материала.

Соотношения (7), (8), переписанные в приращениях или скоростях, образуют начально-краевую задачу. Эта система замыкается соотношениями (4), (5), а также соответствующими начальными и краевыми условиями:

$$\mathbf{u}(r, 0) = \mathbf{u}_0(r); \quad \dot{\mathbf{u}}(r, 0) = \dot{\mathbf{u}}_0(r); \quad (9) \quad \mathbf{u}(r|_{S_u}, t) = 0; \quad \mathbf{y}(r|_{S_p}, t) = \mathbf{p}(r, t). \quad (10)$$

Здесь \mathbf{r} – радиус-вектор точек бронекорпуса, t – время.

В данном случае в (10) присутствует подвижная нагрузка $\mathbf{p}(r, t)$, описывающая действие ударной волны, движущаяся со скоростью \mathbf{v} в выбранной системе координат. При обтекании бронекорпусов машин возникает нестационарное неравномерное распределение избыточного давления, определение и описания которого подробно описано в работах Ткачука Н.А., Васильева А.Ю., Бруля С.Т. [1-7]. Таким образом, к усложненной модели поведения материала добавляется также и подвижная нестационарная нагрузка. В итоге получена система дифференциальных уравнений, начально-краевых условий и нагрузок, в результате можно считать завершенным этап формирования математической модели. Это дает возможность переходить к созданию численной модели.

Конечно-элементная формулировка задачи. Решение полученной системы разрешающих уравнений для таких сложных объектов как бронекорпуса легкобронированных машин возможно только численным путем. В частности, в работах [1-7] описан специализированный программно-модельный комплекс (СПМК), реализующие подобные расчеты. Однако в нем не учтены и не реализованы «технологические» факторы, корректирующие базовые расчетные модели. Имеется ввиду наличие сварных соединений: в дополнении к материалам 1 и 2, введенным выше (см. рис. 1, 2), вводится также материал сварного соединения 3. В предлагаемом варианте СПМК такое усовершенствование производится.

Кроме того, в развитие предложенный ранее подходов рассматривается не начальный этап развития пластических напряжений, а этап их существенного роста

вплоть до предельного состояния. Под таким состоянием можно понимать начало процесса разрушения (см. выше *критерий С*). Та нагрузка, т.е. та волна с теми параметрами, которая приведет к началу разрушения, определяет верхнюю границу защищенности, в отличие от двух нижних, рассмотренных в предыдущих работах.

Таким образом, предложенный СПМК дополняет расчетные возможности конечно-элементного моделирования. Кроме того, он предоставляет новые возможности для синтеза, поскольку реализует новые критериальные соотношения при оптимизации проектно-технологических решений, новые модули варьирования последних, новые модули с расширенным моделированием свойств материалов бронекорпусов, а также с опиранием на широкие возможности универсальных современных программных комплексов геометрического и конечно-элементного моделирования.

В дополнении к известным возможностям усовершенствованный СПМК дает возможность учесть изменение пределов текучести и прочности от скорости деформирования материалов, что также расширяет арсенал проектных исследований. Это очень важно с точки зрения уточнения момента начала разрушения элементов бронекорпусов, а, значит, дает более обоснованный комплекс аргументов при принятии проектно-технологических решений по критерию уровня защищенности бронекорпусов легкобронированных машин. Данный специализированный программно-модельный комплекс, как и более ранний вариант, реализован с привлечением программного комплекса ANSYS, а также Pro/ENGINEER и SolidWorks. Он дополнен специализированными модулями, реализующими принятые в рассмотрение модели поведения материалов, приложения нагрузок и варьирования конструкции (а также технологических параметров изготовления) бронекорпусов (рис. 4).

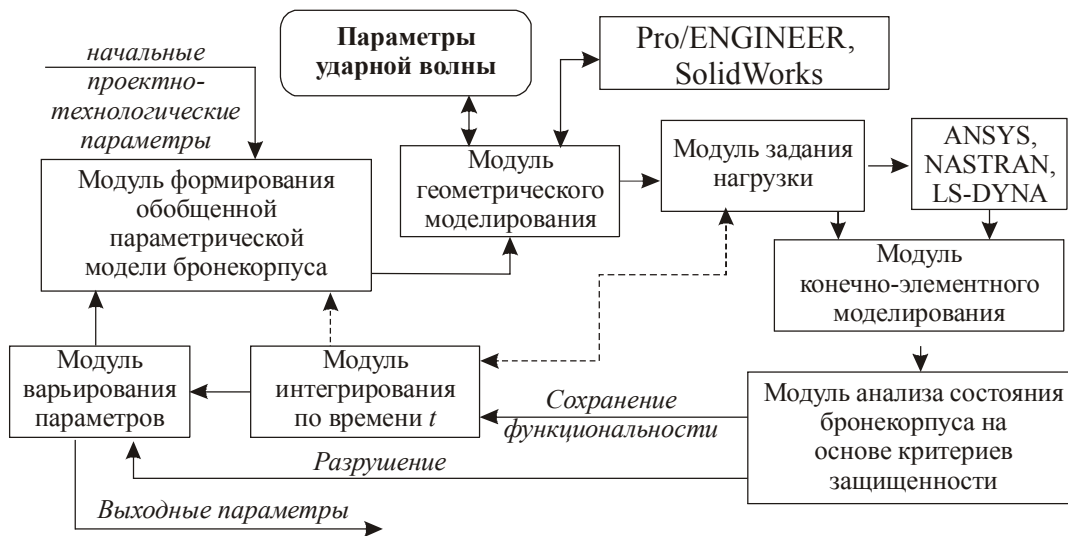


Рис. 4. Структура усовершенствованного специализированного программно-модельного комплекса

Заключение. В работе изложены основные положения усовершенствованных критериев определения уровней защищенности бронекорпусов легкобронированных машин при действии на них ударно-волновой нагрузки, усовершенствованной математической модели деформирования бронекорпуса при таком воздействии, а также усовершенствованного специализированного программно-модельного комплекса, реализующего метод конечных элементов при проведении проектных исследований бронекорпусов.

Анализ изложенного материала дает основание для следующих выводов.

1. В отличие от традиционных подходов, предложенные в работе критерии защищенности дают возможность рассчитать не только появление первых пластических деформаций, но и критический для конструкции бронекорпуса момент начала разрушений.

2. В математической модели напряженно-деформированного состояния исследуемых бронекорпусов учитывается, в отличие от известных подходов, зависимость механических свойств деформируемых материалов от скорости данного процесса.

3. В усовершенствованном специализированном программно-модельном комплексе для анализа реакции бронекорпусов на действие ударной волны введены дополнительные, по сравнению с известными, модули и учтены дополнительные факторы, которые, с одной стороны, реализуют расширенные возможности, предоставляемые предложенными в работе новыми подходами к формированию критериев защищенности и усовершенствованной математической моделью, а с другой, – описывающие также «технологическую» (а не только конструктивную, как у предшественников) компоненту обобщенной параметрической модели проектируемого бронекорпуса. Это обеспечивает более широкий базис факторов при принятии проектно-технологических решений, в т.ч. о местах расположении сварных швов, их типам, свойствах материала и т.п.

С применением предложенных в работе усовершенствованных критериев, моделей и СПМК планируется в дальнейшем проведение углубленного анализа реакции бронекорпусов на действие ударной волны и разработка на этой базе обоснованных проектно-технологических рекомендаций.

Литература: 1. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, А.Д. Чепурной и др. // *Механіка та машинобудування*. – 2006. – №1. – С. 57–79. 2. Структура специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза элементов транспортных средств специального назначения / Ткачук Н.А., Бруль С.Т., Малакей А.Н. и др. // *Механіка та машинобудування*. – 2005. – №1. – С.184-194. 3. Бруль С.Т. К вопросу о моделировании воздействия ударной волны на корпус боевой машины С.Т./ Бруль, А.Ю. Васильев // *Вестник НТУ „ХПИ“*. Тем. вып.: *Машиноведение и САПР*. – 2005. – №53. – С.29-34. 4. Бруль С.Т. Моделирование реакции корпуса боевой машины на действие подвижной нагрузки: теория, методы и модели // *Вісник НТУ „ХПИ“*. Тем. вип.: *Машинознавство та САПР*. – 2007. – №3. – С.24-43. 5. Моделирование реакции корпусов легкобронированных машин на действие ударно-импульсных нагрузок / Бруль С.Т., Карапейчик И.Н., Мазин В.М. и др. // *Вестник НТУ «ХПИ»*. Тем. вып.: *Машиноведение и САПР*. – 2011. – № 22. – С. 12–19. 6. Моделирование физико-механических процессов в корпусах легкобронированных машин: подходы, модели, эффекты / Бруль С.Т., Ткачук Н.А., Васильев А.Ю. и др. // *Механіка та машинобудування*. – 2011. – №1. – С. 66–73. 7. Численное моделирование реакции тонкостенной конструкции на действие ударно-волновой загрузки / Карапейчик И.Н., Бруль С.Т., Мазин В.М. и др. // *Вестник НТУ «ХПИ»*. Тем. вып.: *Машиноведение и САПР*. – 2011. – № 51. – С. 59–65. 8. Васидзу К. *Вариационные методы в теории упругости и пластичности*. – М.: Мир, 1987. – 542 с.

Bibliography (transliterated): 1. Konechno-jelementnye modeli jelementov slozhnyh mehanicheskikh sistem: tehnologija avtomatizirovannoї generacii i parametrizovannogo opisanija / N.A. Tkachuk, G.D. Gri-cenko, A.D. Chepurnoj i dr. // *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – 2006. – №1. – S. 57–79. 2. Struktura specializirovannyh integrirovannyh sistem avtomatizirovannogo analiza i sinteza jelementov transportnyh sredstv special'nogo naznachenija / Tkachuk N.A., Brul' S.T., Malakej A.N. i dr. // *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – 2005. – №1. – S.184-194. 3. Brul' S.T. K voprosu o modelirovanii vozdeystvija udarnoj volny na korpus boevoj mashiny S.T./ Brul', A.Ju. Vasil'ev // *Vestnik NTU „HPI“*. Tem. vyp.: *Mashinovedenie i SAPR*. – 2005. – №53. – S.29-34. 4. Brul' S.T. Modelirovanie reakcii korpusa boevoj mashiny na dejstvie podvizhnoj nagruzki: teorija, metody i modeli // *Visnik NTU „HPI“*. Tem. vip.: *Mashinознаvstvo ta SAPR*. – 2007. – №3. – S.24-43. 5. Modelirovanie reakcii korpusov legkobronirovannyh mashin na dejstvie udarno-impul'snyh nagruzok /

Brul' S.T., Karapejchik I.N., Mazin V.M. i dr. // Vestnik NTU «HPI». Tem. vyp.: Mashinovedenie i SAPR. – 2011. – № 22. – S. 12–19. 6. Modelirovanie fiziko-mehaničeskikh processov v korpusah legkobroniro-vannyh mashin: podhody, modeli, jeffekty / Brul' S.T., Tkachuk N.A., Vasil'ev A.Ju. i dr. // Mehanika ta mashinobuduvannja. – 2011. – №1. – S. 66–73. 7. Chislennoe modelirovanie reakcii tonkostennoj konstrukcii na dejstvie udarno-volnoj zagruzki / Karapejchik I.N., Brul' S.T., Mazin V.M. i dr. // Vestnik NTU «HPI». Tem. vyp.: Mashinovedenie i SAPR. – 2011. – № 51. – S. 59–65. 8. Vasil'ev A.Ju. Variacionnye metody v teorii uprugosti i plastichnosti. – M.: Mir, 1987. – 542 s.

Литвиненко О.В., Ткачук М.А., Васильєв А.Ю., Литвин Б.Я., Шейко О.І.
ВДОСКОНАЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНИХ І ЧИСЛОВИХ МОДЕЛЕЙ
НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ
БРОНЕКОРПУСІВ ПРИ ДІЇ УДАРНОЇ ХВИЛІ

Пропонується як розвиток існуючих підходів та моделей для визначення реакції корпусів легкоброньованих бойових машин на дію ударної хвилі застосувати розширені критерії їх захищеності. Вони базуються не на розгляді тільки критичних станів окремих елементів, а на відтворенні усього процесу сумісного пружно-пластичного деформування бронепанелей та внутрішнього силового каркасу. Це дає змогу більш адекватно відобразити реальні фізико-механічні процеси у бронекорпусах. Більш точно прогнозуються різні рівні захищеності, відповідно суттєво уточнюються проектно-технологічні рішення, що здійснюються за даними критеріями.

Литвиненко А.В., Ткачук Н.А., Васильєв А.Ю., Литвин Б.Я., Шейко А.И.
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКИХ И ЧИСЛЕННЫХ МОДЕЛЕЙ
НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ
БРОНЕКОРПУСОВ ПРИ ДЕЙСТВИИ УДАРНОЙ ВОЛНЫ

Предлагается как развитие существующих подходов и моделей для определения реакции корпусов легкобронированных боевых машин на действие ударной волны применить расширенные критерии их защищенности. Они базируются не на рассмотрении только критических состояний отдельных элементов, а на воссоздании всего процесса совместного упруго-пластического деформирования бронепанелей и внутреннего силового каркаса. Это дает возможность более адекватно отобразить реальные физико-механические процессы в бронекорпусах. Более точно прогнозируются разные уровни защищенности, соответственно существенно уточняются проектно-технологические решения, которые осуществляются по данным критериям.

Litvinenko A.V., Tkachuk N.A., Vasiliev A.Y., Litvin B.Y., Sheyko A.I.
IMPROVEMENT OF MATHEMATICAL AND NUMERICAL MODELS FOR
STRESSED-DEFORMED STATE OF ELEMENTS OF ARMORED HULLS AT
THE ACTION OF SHOCK WAVE

It is offered to apply the extended criteria of protection as development of existent approaches and models for determination of reaction of lightly armored fighting vehicles hulls on the action of shock wave. They are based not on consideration only critical conditions of separate elements, but on the recreation of all process of compatible resiliently-plastic deformation of armored panels and internal power framework. It gives an opportunity to represent real physical and mechanical processes in armored hulls more adequately. The different levels of protection are more exactly forecasting, and project and technological solutions are substantially specified on these criteria.

ОЦЕНКА СТЕПЕНИ ЗАВИСИМОСТИ УРОВНЯ ЗНАНИЙ, ПОЛУЧЕННЫХ СТУДЕНТАМИ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ИНФОРМАТИКА», ОТ ВЫБРАННЫХ ФАКТОРОВ С ПОМОЩЬЮ РЕГРЕССИОННОГО АНАЛИЗА

Введение. Одной из типовых задач обработки многомерных экспериментальных данных является определение количественной зависимости показателей качества объекта от значений его параметров и характеристик внешней среды. Регрессионный анализ является методом, с помощью которого можно определить степень влияния одних параметров на другие, а в результате – получить предсказание (прогноз) одной переменной на основании другой.

Постановка задачи регрессионного анализа: имеется совокупность результатов наблюдений, сведенная в таблицу. В этой таблице один столбец соответствует показателю, для которого необходимо установить функциональную зависимость с параметрами объекта (факторами), представленными остальными столбцами.

Решение задачи регрессионного анализа состоит на несколько этапов:

- предварительная обработка ЭД;
- выбор вида уравнений регрессии;
- вычисление коэффициентов уравнения регрессии;
- проверка адекватности построенной функции результатам наблюдений [1].

Формулировка цели. Целью работы является определение степени влияния исследуемых параметров на уровень знаний, приобретенных студентами на момент окончания курса обучения, и возможности прогнозирования зачетного балла студентов по значениям исследуемых факторов с помощью парного регрессионного анализа по методу наименьших квадратов, описанному в [2].

Регрессионный анализ. При построении уравнений регрессии считаем, что между зачетным баллом, получаемым студентами с помощью тестирования, и остальными данными, принятыми в качестве исходных параметров для построения модели, существует линейная зависимость, вида $y = b_0 + b_1x$, где y – значение зачетного балла студента, рассчитанное по уравнению регрессии; b_0 – свободный член линейной зависимости, равный значению y при $x = 0$; b_1 – коэффициент, определяющий наклон линии зависимости; x – параметр, степень влияния которого оценивается.

Расчет коэффициентов b_0 и b_1 произведен по формулам (1) и (2) соответственно:

$$b_0 = \frac{\sum_{j=1}^n x_{i,j}^2 \sum_{j=1}^n y_j - \sum_{j=1}^n x_{i,j} \sum_{j=1}^n x_{i,j} y_j}{n \sum_{j=1}^n x_{i,j}^2 - \left(\sum_{j=1}^n x_{i,j} \right)^2}, \quad (1)$$

До обговорення

$$b_1 = \frac{n \sum_{j=1}^n x_{i,j} y_j - \sum_{j=1}^n x_{i,j} \sum_{j=1}^n y_j}{n \sum_{j=1}^n x_{i,j}^2 - \left(\sum_{j=1}^n x_{i,j} \right)^2}, \quad (2)$$

где $x_{i,j}$ – значение i -того параметра в j -том измерении; y_j – значение зачетного балла студента, полученное с помощью тестирования в j -том измерении ($y_j = x_{1,j}$); i – порядковый номер влияющего параметра; m – количество исследуемых параметров ($m = 6$); j – порядковый номер измерения; n – количество измерений ($n = 136$).

После расчета коэффициентов для каждого параметра получили уравнения линейных регрессий.

Уравнение линейной регрессии зачетного балла с уровнем начальных знаний студента:

$$y_1 = 29,4 + 0,5x_2. \quad (3)$$

Уравнение линейной регрессии зачетного балла с уровнем знаний, полученных студентом на занятиях:

$$y_2 \approx -1,96 + 0,96x_3. \quad (4)$$

Уравнение линейной регрессии зачетного балла с признаком пропуска студентом занятий:

$$y_3 \approx 68,74 - 10,4x_4. \quad (5)$$

Уравнение линейной регрессии зачетного балла с уровнем знаний, оставшихся у студента с учетом забывания материала:

$$y_4 \approx 11,96 + 1,74x_5. \quad (6)$$

Уравнение линейной регрессии зачетного балла с уровнем знаний, приобретенных студентом после самостоятельного повторения материала:

$$y_5 \approx 11,96 + 1,29x_6. \quad (7)$$

Уравнение линейной регрессии зачетного балла студента, полученного с помощью тестирования, с зачетным баллом студента, полученным с помощью моделирования:

$$y_6 \approx 3,05 + 0,92x_7. \quad (8)$$

Для проверки адекватности полученных моделей и подтверждения значимости уравнений регрессии применили критерий Фишера. Расчетное значение критерия Фишера вычислено по формуле (9):

До обговорення

$$F_{расч} = \frac{S_{ост}^2}{S_{общ}^2}, \quad (9)$$

где $F_{расч}$ – критерий Фишера; $S_{ост}^2 = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta y_i^2}{f}$ – остаточная дисперсия;

$S_{общ}^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - y_{cp})^2}{f}$ – общая дисперсия; $\Delta y_i = y_i - y_i$ – ошибка прогнозирования y_i – измеренное значение зачетного балла студента; y_i – прогнозируемое значение зачетного балла студента; y_{cp} – среднее значение измеренного зачетного балла студента; $n = 136$ – количество проведенных экспериментов; $f = n - 2$ – число степеней свободы для парной регрессии.

Результаты расчетов F -критерия Фишера для проверки адекватности полученных уравнений линейной регрессии приведены в табл. 1:

Таблица 1

Рассчитанные значения F -критерия Фишера

Начальные знания $F_{расч1}$	Средний балл на занятиях $F_{расч2}$	Признак пропуска занятия $F_{расч3}$	Ср. балл после за- бывания $F_{расч4}$	Ср. балл после по- вторения $F_{расч5}$	Результаты моделиро- вания $F_{расч6}$
0,93	0,26	0,06	0,03	0,03	0,04

По таблице критических значений F -критерия Фишера для уровня значимости $\alpha = 0,05$ и количестве проведенных экспериментов $n = 136$ определяем, что критическое значение критерия Фишера $F_{кр} = 1,18$. В результате сравнения рассчитанных значений F -критерия Фишера из табл. 1 с критическим значением критерия $F_{кр} = 1,18$ имеем, что все рассчитанные критерии меньше табличного критического значения. Следовательно, все оцениваемые уравнения адекватны и способны предсказывать зачетный балл студентов с достоверностью 95%.

Для подтверждения значимости проведенных вычислений рассчитаем коэффициенты детерминации по формуле (10):

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - y_i)^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - y_{cp})^2}, \quad (10)$$

До обговорення

где R^2 – коэффициент детерминации; y_i – измеренное значение зачетного балла студента; y_i – прогнозируемое значение зачетного балла студента; y_{cp} – среднее значение измеренного зачетного балла студента; $n = 136$ – количество проведенных экспериментов.

Результаты расчета коэффициентов детерминации сведены в табл. 2.

Таблица 2

Коэффициенты детерминации

Начальные знания R^2_1	Средний балл на занятиях R^2_2	Признак пропуска занятия R^2_3	Ср. балл после за- бывания R^2_4	Ср. балл после по- вторения R^2_5	Результаты моделиро- вания R^2_6
0,0651	0,7386	0,3988	0,7031	0,7031	0,6047

Выводы.

1. По данным табл. 2 можно сделать вывод, что зачетный балл студентов зависит более чем на 70% от знаний, приобретенных студентами на занятиях ($R^2 = 0,7386$), от объема забытого материала изученных ранее тем ($R^2 = 0,7031$) и от эффективности самостоятельной работы студентов при повторении учебного материала ($R^2 = 0,7031$).

2. Начальные знания студентов оказывают незначительное влияние на уровень знаний студентов в момент окончания обучения (зачетный балл), так как только около 6% зачетных знаний студентов зависят от их уровня начальных знаний ($R^2_1 = 0,0651$).

3. Исследуемая модель в целом прогнозирует зачетный балл студентов примерно на 60% ($R^2_6 = 0,6047$).

Литература: 1. Ходасевич Г.Б. Обработка экспериментальных данных на ЭВМ. Часть 2. Обработка многомерных данных / Г.Б. Ходасевич – СПб., СПбГУТ, 2002. – 54 с. 2. Бараз В. Р. Корреляционно-регрессионный анализ связи показателей коммерческой деятельности с использованием программы Excel: учебное пособие / В. Р. Бараз – Екатеринбург, ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2005. – 102 с.

Bibliography (transliterated): 1. Khodasevich G.B. Obrabotrka eksperimental'nyh dannyh na EVM. Chast' 2. Obrabotrka mnogomernyh / G.B. Khodasevich – SPb., SPbGUT, 2002. – 54 s. 2. Baraz V. R. Korreljacionno-regressionnyj analiz svyazi pokazatelej kommercheskoj dejatel'nosti s ispol'zovanijem programmy Excel: uchebnoje posobije / V. R. Baraz – Jekaterinburg, GOU VPO UGTU-UPI, 2005. – 102 s.

Шевченко В. О.

**ОЦІНКА СТУПЕНЯ ЗАЛЕЖНОСТІ РІВНЯ ЗНАТЬ,
ОДЕРЖАНИХ СТУДЕНТАМИ З ДИСЦИПЛІНИ «ІНФОРМАТИКА»,
ВІД ВИБРАНИХ ЧИННИКІВ ЗА ДОПОМОГОЮ РЕГРЕСІЙНОГО АНАЛІЗУ**

Описане використання регресійного аналізу для визначення ступеня залежності залікового балу студента від вибраних раніше чинників і підтвердження адекватності побудованої моделі придбання знань студентами з дисципліни «Інформатика».

Шевченко В. А.

ОЦЕНКА СТЕПЕНИ ЗАВИСИМОСТИ УРОВНЯ ЗНАНИЙ, ПОЛУЧЕННЫХ
СТУДЕНТАМИ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ИНФОРМАТИКА», ОТ ВЫБРАННЫХ
ФАКТОРОВ С ПОМОЩЬЮ РЕГРЕССИОННОГО АНАЛИЗА

Описано применение регрессионного анализа для определения степени зависимости зачетного бала студента от выбранных ранее факторов и подтверждения адекватности построенной модели приобретения знаний студентами по дисциплине «Информатика».

Shevchenko V.

ASSESSMENT OF KNOWLEDGE LEVEL DEPENDENCE DEGREE OBTAINED BY
STUDENTS ON ACADEMIC DISCIPLINE "COMPUTER SCIENCE" FROM SELECTED
FACTORS USING REGRESSION ANALYSIS

The application of regression analysis for determining the degree of dependence of students credits from previously selected factors and confirmation of the adequacy of created model of learning by students on academic discipline "Computer Science" is described.

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. Ініціали і прізвища авторів, науковий ступінь (при його наявності).
3. Назва статті.
4. 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).
5. Транслітерація списку літератури.
6. Анотації українською, російською та англійською мовами. (Обсяг анотації до 5 рядків).

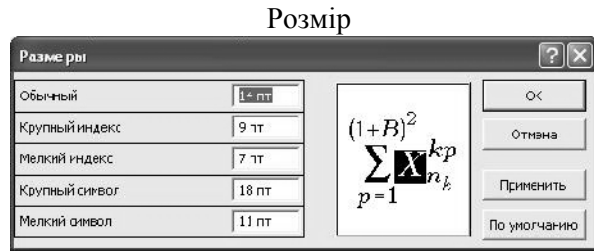
Складові статті відокремлюються одна від одної порожнім рядком.

ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ СТАТТІ:

1. Параметри сторінок та тексту:
 - розмір аркуша А4 (210×297 мм);
 - ліве, праве, верхнє та нижнє поля – 25 мм;
 - шрифт Times New Roman, стиль звичайний;
 - розмір шрифту – 12 пт;
 - інтервал між рядками – 1;
 - застосовувати автоматичну розстановку переносів;
 - абзацний відступ – 1,25 см;
 - вирівнювання абзацу – по ширині;
 - відступ від краю до колонтитула – 1,8 см.

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. Рекомендуються використовувати чорно-білу палітру, якість відтворення рисунків кольорової палітри не гарантується. Якщо рисунків декілька, то вони нумеруються. Підрисуючий підпис: Рис. 1. Назва (якщо є). Підпис центрується, шрифт – 11 пт.

Символи на рисунку повинні бути близькими за розміром до основного тексту. Частини 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.

У тексті рекомендується використовувати тире середньої довжини.

6. Список літератури та його транслітерація надаються *курсивом*, шрифт – 11 пт.

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

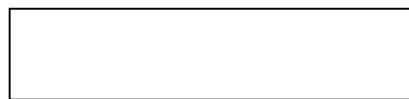


Рис. 4. Схема расположения ... :
 a – характеристика ... ; b – зависимость ...

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 linejnyh 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

Наукове видання

Науково-технічний журнал,
що видається два рази на рік

МЕХАНІКА ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

1'2012

Технічний редактор к.т.н., доц. *Т. К. Пильова*

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації:
Серія КВ № 3648 від 27.01.1999 р.

Підп. до друку 23.11.2012 р. Формат 60 x 84 $\frac{1}{8}$. Папір офісний. Riso-друк.
Гарнітура Таймс Ум. друк. арк. 19,8. Наклад 300 прим. 1-й з-д 1-150. .
Зам. № 326. Ціна договірна

Видавець і виготовлювач
Видавничий центр НТУ "ХП"
вул. Фрунзе, 21, м. Харків-2, 61002

Свідоцтво об'єкта видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.