

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

2'2011

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. Лебедєв
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: meh_mb@meta.ua

ISSN 2078-7766

ЗМІСТ

Прикладна механіка

- Дронь Н.М., Хорольский П.Г., Дубовик Л.Г.* Анализ эффективности одного из маневров космического тральщика при выполнении операции очистки околоземного пространства 3
- Радиевский А. Е.* Развитие общей схемы формализма Дубовицкого-Милюткина в теоретическом аспекте. I 9

Машинознавство

- Артемов И.В.* Динамические характеристики силовых элементов виброударных машин 18
- Ляшенко В.И.* Анализ существующих машин с вибрационными приводами..... 25
- Панамарьова О. Б.* Узагальнений критерій для оцінки показників технічного рівня гідроагрегата живлення гідросистем..... 34
- Скворчевський О.С.* Експериментальні дослідження статичних робочих процесів електрогідравлічного перетворювача нормально-закритого типу..... 43

Динаміка та міцність машин

- Ларин А.А., Арефин Ю.В.* Исследование закономерностей деформирования пневматических шин в контакте с дорогой с учетом наличия эксплуатационной деградации материала..... 52
- Ткачук А.М., Пеклич М.М.* Аналіз конструкційної міцності елементів машинобудівних конструкцій при термомеханічному контакті: методи, моделі, алгоритми 58
- Ткачук Н.Н., Ткачук Н.А.* Контакт сложнопрофильных тел: связанная задача анализа напряженно-деформированного состояния и геометрического синтеза 75

Транспортне машинобудування

| | |
|---|-----|
| <i>Беляев С. Н., Истомин А. Е.</i> Моделирование двухплоскостного бесплатформенного стабилизатора вооружения легкобронированной боевой машины..... | 87 |
| <i>Волонцевич Д.О., Костяник І.В., Камфенкель Д.І.</i> Спосіб підвищення допустимої швидкості ведення вогню з ходу при русі бойової машини по пересіченій місцевості | 94 |
| <i>Воронцов С.Н., Поторока А.В., Решетило Е.И., Дреус С.Ю., Павлов А.Е.</i> Моделирование работы гидравлического буфера системы поддрессирования военного транспортного средства..... | 102 |
| <i>Дущенко В.В.</i> Оцінка напрямків зниження теплової напруженості демпфіруючих пристроїв підвіски гусеничних та колісних машин..... | 109 |
| <i>Карпейчик И.Н., Чепурной А.Д., Ткачук Н.А.</i> Многоуровневые гибридные расчетно-экспериментальные модели для синтеза параметров элементов специальных транспортных средств..... | 113 |
| <i>Лебедев А.Т., Подригало М.А., Полянский А.С., Абрамов Д.В., Плетнев В.Н., Тесля В.О.</i> Оценка наработки мобильных машин по выполненной двигателем механической работе..... | 120 |
| <i>Лебедев А.Т., Шуляк М.Л.</i> Вплив коксування соплових отворів розпилювачів форсунок двигуна при роботі на альтернативних видах палива на тягово-енергетичні показники МТА | 128 |
| <i>Пильова Т.К.</i> Вибір двигуна автотранспортного засобу за параметрами його головного робочого поля | 136 |
| <i>Подригало М.А., Назаров В.И.</i> Исследование очередности блокирования колес в различных фазах процесса торможения автомобиля при эксплуатации..... | 143 |
| <i>Полянский А.С., Эллис С.В., Молодан А.А.</i> Повышение долговечности новых и отремонтированных двигателей в период эксплуатации..... | 151 |
| <i>Сиренко С.Н., Лесничук Н.И.</i> К вопросу о классификации тепловизионных приборов по «поколениям» | 158 |
| <i>Сядристый М. А., Федоренко Е. В., Воловик Н. В., Мормило Я. М., Рассказов И. И.</i> Анализ современных тенденций развития конструкций силовых установок моноблочного типа для колесных боевых бронированных машин..... | 164 |

Управління в технічних системах

| | |
|---|-----|
| <i>Александрова Т.Е., Истомин А.Е.</i> Математическое моделирование колебаний ствола упругой танковой пушки..... | 173 |
| <i>Александрова Т.Е., Истомин А.Е.</i> Упругая танковая пушка как стабилизируемый объект..... | 178 |
| <i>Алексеев В.О.</i> Информационно-коммуникационный центр автомобиля..... | 184 |
| <i>Бондарь А.И., Дегтярь С.М., Павленко С.А., Смоляков В.А., Юдин А.Ю.</i> Измерение расхода жидкости с помощью ультразвукового расходомера | 189 |
| <i>Смоляков В.А., Гужва Ю.М., Бадекин А.А., Безлепкин А.А., Стримовский С.В.</i> Выбор и обоснование направлений создания микропроцессорных систем управления составными частями шасси легкобронированных колесных машин украинского производства | 193 |
| <i>Стаховський О.В., Назаренко А.А., Коритченко К.В., Сиротенко А.М., Кістерний Ю.І.</i> Напрямки удосконалення систем пожежогасіння бронеоб'єктів..... | 200 |

Технологія машинобудування

| | |
|---|-----|
| <i>Лавриненко С.Н., Омельченко В.Н.</i> Исследование распространения напряженного состояния в объеме оптического полимера при алмазной лезвийной обработке..... | 207 |
| <i>Лузан С.А.</i> Предлагаемые общие принципы управления качеством газопламенных покрытий при восстановительном ремонте деталей..... | 211 |
| <i>Чурбанов П.В.</i> Анализ эксплуатации отвалообразователей производства ОАО «Азовмаш» в карьере «Мурунтау» (Узбекистан) | 220 |

До обговорення

| | |
|--|-----|
| <i>Вакуленко В.В., Ковалев М.С., Крот С.Г., Кузьминский В.А., Чучмарь И.Д.</i> Проблемы заправки масла в систему смазки перед пуском после длительной стоянки двигателя..... | 225 |
| <i>Волонцевич Д.О., Ковалюх Р.В., Кондусова Н.В.</i> Основы классификации регулируемых механических зубчатых передач и некоторые вопросы их структурного синтеза..... | 231 |
| <i>Чернявський І.Ю., Бутенко Р.В.</i> Питання адекватності у військової дозиметрії..... | 240 |

Друкується за рішенням Вченої ради Національного технічного університету "ХПІ", протокол № 10 від 1.11.2011 р.

Механіка та машинобудування // Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – № 2. – 252 с.

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

© Національний технічний університет "ХПІ", 2011

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

УДК 629.78

Дронь Н.М., д-р. техн. наук; Хорольский П.Г., канд. техн. наук; Дубовик Л.Г.

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОДНОГО ИЗ МАНЕВРОВ КОСМИЧЕСКОГО ТРАЛЬЩИКА ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ОПЕРАЦИИ ОЧИСТКИ ОКОЛОЗЕМНОГО ПРОСТРАНСТВА

Постановка проблемы. Околоземной космос все более насыщается искусственными орбитальными объектами техногенного происхождения (космическим мусором), имеющими разную величину и массу. В основном космический мусор сконцентрирован на высотах от 850 до 1500 км над поверхностью Земли, но много его и на высотах полета космических кораблей и Международной космической станции. Поэтому проблема засоренности космического пространства является актуальной для всех государств, космические аппараты которых работают на орбите. Эта проблема заставляет инженеров и ученых заниматься поиском технологий и методов, с помощью которых можно очистить околоземное пространство от накопившегося мусора и таким образом сохранить космическую среду для будущих поколений. При этом одинаково опасным считается как крупный космический мусор (размером свыше 10 см), так и его мелкие фракции (величиной до 1 см), численность которых на низких орбитах превышает десятки миллионов.

Анализ последних достижений и публикаций. Как один из методов решения задачи сбора мелкого мусора с низких орбит можно рассматривать применение космических тральщиков (КТ), использующих двигательные установки (ДУ) и специальное устройство для улавливания мелких частиц космического мусора (УУ) [1-4]. Такое устройство может быть выполнено в виде поллой сферы, исходно сложенной под обтекателем ракеты-носителя (РН) и выводимой на требуемую орбиту либо совместно с космическим тральщиком одной РН [1-4], либо в свернутом состоянии доставляемой на орбиту в качестве полезного груза другой ракетой-носителем [5]. В результате маневра, выполняемого КТ между высокой и низкой орбитами, мелкие частицы космического мусора, встречающиеся на его пути, попадают в улавливающее устройство и теряют скорость при соударении с ним. Оказавшись в плотных слоях атмосферы, они, а также КТ и УУ, сгорают в ней под действием сил аэродинамического сопротивления.

Целевая эффективность данного метода определяется площадью поперечного сечения улавливающего устройства и длительностью пребывания КТ в зоне контакта с космическим мусором. При этом она растет с увеличением массы УУ (и, как следствие, массы космического тральщика в целом) и ростом времени работы КТ в зоне очистки. В этой связи предлагаются к реализации различные маневры космического тральщика на этапах выведения и очистки околоземного пространства.

В работах [1-3] при совместном выведении КТ и сферообразного УУ рассмотрен маневр одноразового перехода космического тральщика с высокой орбиты на низкую за счет работы тормозной двигательной установки, входящей в его состав. Также для совместного выведения КТ и УУ в работе [4] приведена оценка эффективности другого маневра очистки околоземного пространства – циклического движения КТ между

высокой и низкой орбитами, продолжающегося до окончательной выработки топлива входящих в его состав тормозной и разгонной ДУ. Маневр циклического движения КТ с УУ при раздельном их выведении на исходную орбиту, описан в работе [5]. Во всех случаях в качестве критерия эффективности рассмотрена максимально возможная площадь собирающей поверхности улавливающего устройства, пересекающей пространство между высокой и низкой орбитами за время моторного полета космического тральщика на этапе очистки.

Цель работы. Целью данной статьи является оценка эффективности работы космического тральщика при раздельном запуске КТ и нескольких УУ, разных способах выведения КТ, использовании разных типов двигательных установок на этапах выведения и очистки и предлагаемом маневре очистки космического пространства

Запуск УУ на исходную орбиту предполагается осуществить с промежуточной круговой орбиты высотой 200 км посредством разгонного блока (РБ) с жидкостной ракетной двигательной установкой большой тяги (ЖРДУ).

Для выведения КТ и УУ на исходные орбиты используются однотипные ракеты-носители.

Предлагаемый маневр очистки межорбитального пространства состоит в следующем. Предполагается, что на круговую орбиту высотой 1200 км выводятся УУ – сферы одинакового радиуса, соответствующего принятому способу выведения, а затем отдельной РН такого же типа – космический тральщик. Пристыковавшись к одному из УУ, тральщик за счет включения имеющейся на его борту тормозной двигательной установки снижается вместе с УУ до орбиты высотой 500 км, захватывая при этом элементы космического мусора или уменьшая их скорость. На этой высоте тормозная ДУ отключается, УУ отделяется от аппарата и впоследствии сгорает в плотных слоях атмосферы вместе с захваченными и потерявшими скорость мелкими частицами мусора, а космический тральщик уже за счет работы входящей в его состав разгонной ДУ снова поднимается до исходной орбиты. Здесь он стыкуется со следующим УУ и опять опускается на низкую орбиту. Процесс спуска-подъема КТ со съемом УУ с высокой орбиты продолжается до полной выработки топлива ДУ из расчета обязательного выхода тральщика на низкую орбиту, с которой он продолжает пассивное движение до полного прекращения своего существования.

Результаты исследований. Для выведения КТ на требуемую орбиту и функционирования на этапе очистки были рассмотрены следующие варианты:

- вариант 1 – вывод КТ с помощью РН на промежуточную орбиту высотой 200 км, довыведение его на требуемую орбиту 1200 км посредством РБ с ЖРДУ большой тяги, стыковка с УУ, спуск вместе с УУ на орбиту высотой 500 км за счет работы тормозной электроракетной двигательной установки (ЭРДУ), расстыковка с УУ и подъем на орбиту высотой 1200 км с помощью ЭРДУ для стыковки со следующим УУ и дальнейшим спуском на низкую орбиту;

- вариант 2 – вывод КТ двигателем верхней ступени РН непосредственно на орбиту 1200 км, спуск с УУ на орбиту высотой 500 км и подъем без УУ на орбиту высотой 1200 км с помощью ЭРДУ;

- вариант 3 – вывод КТ с помощью РН на промежуточную орбиту высотой 200 км, довыведение на требуемую орбиту 1200 км посредством РБ с ЭРДУ, спуск с УУ на орбиту высотой 500 км и подъем без УУ на орбиту высотой 1200 км с помощью ЭРДУ;

- вариант 4 – вывод КТ с помощью РН на промежуточную орбиту высотой 200 км, довыведение на орбиту высотой 1200 км с помощью разгонного ЖРД малой

тяги (ЖРДМТ), спуск с УУ на орбиту высотой 500 км и подъем без УУ на орбиту высотой 1200 км с помощью ЭРДУ;

- вариант 5 – вывод КТ с помощью РН на промежуточную орбиту высотой 200 км, довыведение на орбиту высотой 1200 км с помощью разгонного ЖРДМТ, спуск с УУ на орбиту высотой 500 км и подъем без УУ на орбиту высотой 1200 км также с помощью ЖРДМТ.

Для каждого из рассмотренных вариантов вычислялось число спусков, которое может совершить на этапе очистки КТ с УУ при имеющемся запасе топлива, и суммарное время моторного полета комического тральщика на этом этапе.

В случае отдельного выведения КТ и УУ запас топлива M_T определялся из уравнения баланса массы космического тральщика $M_{КТ}$ [6] при отсутствии массы полезной нагрузки.

$$M_T = M_{КТ} - M_{СПУ} - M_D - M_{СА} - M_{ЭУ} - M_{СХПТ} - M_K, \quad (1)$$

где $M_{СПУ}$ – масса системы преобразования и управления; M_D – масса двигателей; $M_{СА}$ – масса служебной аппаратуры; $M_{ЭУ}$ – масса энергоустановки (в случае ее наличия); $M_{СХПТ}$ – масса системы хранения и подачи топлива; M_K – масса конструкции тральщика.

Число спусков КТ определялось по достижению количества топлива, недостаточного для совершения следующего подъема или спуска.

Запас рабочего тела ЭРДУ (варианты 1-4) или запас топлива ЖРДМТ (вариант 5), необходимый на спуск КТ вместе с УУ с орбиты высотой 1200 км на орбиту высотой 500 км, определялся по формуле:

$$M_{Tc} = \tilde{M}_c \left(1 - \frac{1}{e^{W/J_{y0}}} \right), \quad (2)$$

где M_{Tc} – запас топлива, необходимый на спуск КТ с УУ; \tilde{M}_c – суммарная масса космического тральщика и улавливающего устройства при спуске, включающая при первом спуске массу разгонного блока (в случае его использования) и уменьшающаяся с каждым последующим спуском на величину выработки рабочего тела ЭРДУ или топлива ЖРДМТ; $W = [W_{ЭРД}; W_{ЖРДМТ}]$ – характеристическая скорость перехода КТ с орбиты высотой 1200 км на орбиту высотой 500 км и обратно с помощью ЭРД или ЖРДМТ; J_{y0} – удельный импульс ЭРД или ЖРДМТ;

$$W_{ЭРД} = V_0 \cdot \left(1 - \frac{1}{\sqrt{\bar{r}_k}} \right), \quad (3)$$

$$W_{ЖРДМТ} = V_0 \cdot \left(\frac{\sqrt{2}(\bar{r}_k - 1)}{\sqrt{\bar{r}_k}(1 + \bar{r}_k)} - \frac{1 - \sqrt{\bar{r}_k}}{\sqrt{\bar{r}_k}} \right), \quad (4)$$

где V_0 – круговая скорость тральщика на рабочей орбите [6]; \bar{r}_k – отношение радиусов высокой и низкой орбит.

Запас топлива M_{T_n} , необходимый на подъем КТ без УУ на исходную орбиту высотой 1200 км, рассчитывался по формуле:

$$M_{T_n} = \tilde{M}_n \left(1 - \frac{1}{e^{W/J_{yd}}} \right), \quad (5)$$

где \tilde{M}_n – масса КТ (без УУ) при подъеме, уменьшающаяся с каждым разом на величину массы выработанного топлива.

Масса космического тральщика $M_{КТ}$ для первого варианта его выведения определялась из выражения

$$M_{КТ} = M_0 - M_{T_{ЖРД}} - M_{РБ_{сх}}, \quad (6)$$

где M_0 – грузоподъемность РН на круговой орбите высотой 200 км; $M_{T_{ЖРД}}$ – запас топлива ЖРД, расходуемого на переход с орбиты высотой 200 км на орбиту высотой 1200 км; $M_{РБ_{сх}}$ – сухая масса РБ.

Во втором варианте для определения массы КТ на орбите 1200 км использовались справочные данные, приведенные в [7], при предположении, что в идеальном случае масса КТ равна грузоподъемности РН на высоте 1200 км.

В третьем варианте при использовании ЭРДУ для перевода КТ на орбиту высотой 1200 км масса космического тральщика находилась из уравнения

$$M_{КТ} = M_0 - M_{PT_{ЭРДр}} - M_{РБ_{сх}}, \quad (7)$$

где $M_{PT_{ЭРДр}}$ – запас топлива ЭРД для перевода КТ с орбиты 200 км на орбиту высотой 1200 км; $M_{РБ_{сх}}$ – сухая масса разгонного блока, включающая массу конструкции разгонной ЭРДУ и системы электропитания.

В четвертом и пятом вариантах с применением ЖРДМТ масса КТ рассчитывалась с использованием выражения

$$M_{КТ} = M_0 - M_{T_{ЖРДМТ}}, \quad (8)$$

где $M_{T_{ЖРДМТ}}$ – запас топлива ЖРДМТ, расходуемого на переход с орбиты высотой 200 км на орбиту высотой 1200 км.

Во всех вариантах запас топлива, необходимого на выведение КТ на требуемую орбиту, вычислялся согласно методике, изложенной в [6].

Масса улавливающего устройства $M_{УУ}$ для принятого способа выведения его на исходную орбиту определялась по формуле (6) при $M_{КТ} = M_{УУ}$.

Полученное число спусков n_c использовалось для вычисления суммарной площади собирающей поверхности улавливающего устройства F , пересекающей межорбитальное пространство:

$$F = 4\pi R_{УУ}^2 n_c, \quad (9)$$

где $R_{УУ}$ – радиус улавливающего устройства;

$$R_{УУ} = \sqrt{M_{УУ} / 4\pi\delta}, \quad (10)$$

где δ – плотность оболочки сферы.

Суммарное время моторного полета космического тральщика T_{Σ} складывалось из времени, необходимого на спуск-подъем [6], начиная с первого спуска КТ с исходной орбиты до прекращения его существования.

В нижеприведенной таблице для выбранных ракет-носителей различной грузоподъемности M_0 , используемых для выведения КТ и УУ, представлены радиус улавливающего устройства $R_{УУ}$, соответствующий его массе $M_{УУ}$, число спусков n_c , которое может совершить космический тральщик в результате выполнения предложенного маневра очистки и суммарное время моторного полета КТ, необходимое на осуществление данного маневра.

Таблица

Результаты расчетов при раздельном выведении КТ и нескольких УУ

| РН | M_0 , т | $R_{УУ}$, м | Варианты | | | | | | | | | |
|------------|--------------|-----------------|----------|--------------|-------|--------------|-------|--------------|-------|--------------|-------|--------------|
| | | | 1 | | 2 | | 3 | | 4 | | 5 | |
| | | | n_c | T , год | n_c | T , год | n_c | T , год | n_c | T , год | n_c | T , год |
| Циклон-3 | 4,0 | 36 | 10 | 1,2 | 5 | 0,5 | 12 | 1,5 | 10 | 1,1 | 2 | 17 |
| Ariane-42L | 7,3 | 49 | 14 | 2,8 | 8 | 1,2 | 16 | 3,4 | 14 | 2,8 | 2 | 31,5 |
| Зенит-2 | 13,0 | 64 | 17 | 5,6 | 7 | 1,6 | 19 | 6,9 | 17 | 5,6 | 2 | 55 |
| Delta-4Н | 24,0 | 89 | 19 | 11,6 | 4 | 1,5 | 21 | 13,8 | 19 | 11,4 | 2 | 104 |

Как видно из таблицы, в случае выведения КТ на исходную орбиту посредством разгонного блока с промежуточной орбиты и применения на этапе очистки ЭРДУ (варианты 1, 3, 4) запаса топлива на борту космического тральщика достаточно, чтобы снять с высокой орбиты от десяти УУ и более, число которых растет с ростом грузоподъемности используемых для выведения КТ ракет-носителей. При непосредственном выведении КТ на требуемую орбиту РН такого же типа (вариант 2), когда масса КТ увеличивается для РН небольшой грузоподъемности («Циклон-3», «Ariane-42L») и остается практически постоянной для РН «Зенит-2» и «Delta-4Н [7], число спусков КТ с УУ растет для малых РН за счет массы КТ и уменьшается для более мощных за счет преобладающего влияния радиуса УУ. В варианте 5 число совершаемых КТ с УУ спусков не зависит ни от грузоподъемности РН, ни от радиуса УУ. Суммарное время моторного полета КТ на этапе очистки увеличивается с ростом грузоподъемности РН практически для всех рассмотренных вариантов.

Для всех вариантов с увеличением грузоподъемности РН растет и рассчитанная суммарная площадь собирающей поверхности УУ, приведенная на рисунке.

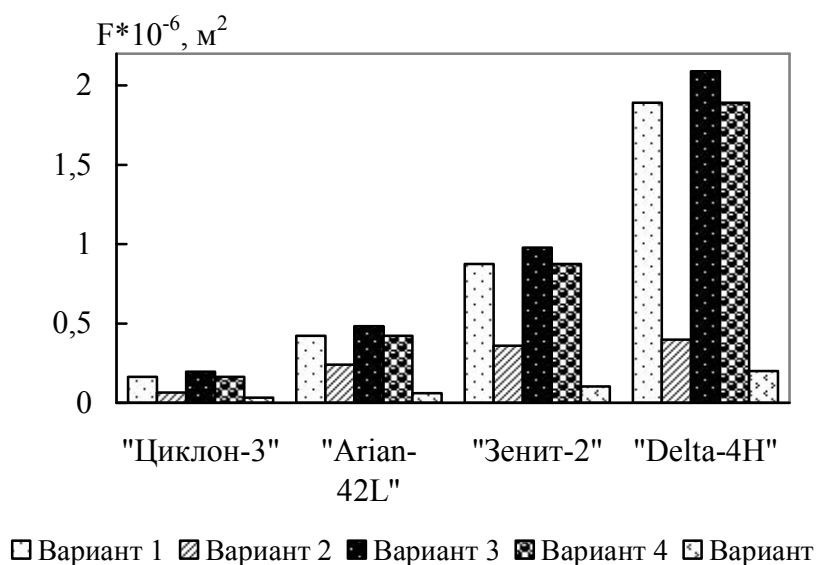


Рис. Суммарная площадь собирающей поверхности УУ

Выводы. Таким образом, можно сделать вывод, что при раздельном запуске КТ и нескольких УУ эффективность рассмотренного маневра космического тральщика растет с ростом грузоподъемности используемых для их выведения ракет-носителей. Наибольшая эффективность работы КТ может быть достигнута при выведении его наиболее мощной РН на промежуточную орбиту с последующим довыведением на требуемую орбиту разгонным блоком с ЭРДУ и использованием ее же на этапе очистки. При этом тип ДУ выведения определяется характером поставленной задачи. Применение других способов выведения КТ нецелесообразно.

Предметом дальнейших исследований должна быть сравнительная оценка эффективности различных маневров космического тральщика на этапе очистки.

Литература: 1. Дронь Н.М. Космический тральщик для очистки околоземного пространства от космического мусора / Н.М. Дронь, А.И. Кондратьев, П.Г. Хорольский, Л.Г. Дубовик // Збірник доповідей учасників шостої всеукраїнської науково-практичної конференції «Інноваційний потенціал української науки – XXI сторіччя» (1-15 квітня 2010 р.). – 2010. – Запоріжжя: Вид-во ПГА. – С.134-136. 2. Дронь Н.М. Массовые характеристики космических мусорособирающих аппаратов, выводимых известными ракетами-носителями с использованием электроракетной двигательной установки / Н.М. Дронь, Л.Г. Дубовик, А.И. Кондратьев, П.Г. Хорольский // Механіка та машинобудування. – 2010, № 1. – С. 8-12. 3. Дронь, Н.М. Массовая эффективность космических тральщиков при использовании жидкостных ракетных двигателей малой тяги / Н.М. Дронь, А.И. Кондратьев, П.Г. Хорольский, Л.Г. Дубовик // Техническая механика. – 2010. – № 3. – С. 100-105. 4. Дронь Н.М. Эффективность космических тральщиков при циклическом движении между высокой и низкой орбитами / Н.М. Дронь, П.Г. Хорольский, Л.Г. Дубовик // III Международная конференция «Космические технологии: настоящее и будущее». Тезисы докладов. – Д., 2011. – С. 33. 5. Дронь Н.М. Эффективность очистки околоземного пространства при раздельном выведении космического тральщика и улавливающего устройства / Н.М. Дронь, П.Г. Хорольский, Л.Г. Дубовик // Сборник докладов научной конференции «Информационные технологии в управлении сложными системами». – Д.: изд-во «Свидлер А.Л.», 2011. – С. 202-205. 6. Кондратьев А.И. Методика расчета тяговых и энергомассовых характеристик мусорособирающего космического аппарата с электродвигательной установкой / А.И. Кондратьев, П.Г. Хорольский, Л.Г. Дубовик // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: "ХАИ", 2009. – № 10 (67). – С. 82-84. 7. Isakowitz S.J. International Reference

Guide to Space Launch Systems. Second Edition / S.J. Isakowitz. – Washington: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1991. – 341 p.

Bibliography (transliterated): 1. Dron' N.M. Kosmicheskij tral'vik dlja ochistki okolozemnogo prostranstva ot kosmicheskogo musora / N.M. Dron', A.I. Kondrat'ev, P.G. Horol'skij, L.G. Dubovik // Zbirnik dopovidej uchasnikiv shostoї vseukraїns'koї naukovо-praktichnoї konferencii «Innovacijnij potencial ukraїns'koї nauki – XXI storichchja» (1-15 kvitnja 2010 r.). – 2010. – Zaporizhzhja: Vid-vo PGA. – S.134-136. 2. Dron' N.M. Massovyje ha-rakteristiki kosmicheskikh musorosobirajuwih apparatov, vyvodimyh izvestnymi ra-кетami-nositeljami s ispol'zovaniem jelektroraketnoj dwigatel'noj ustanovki / N.M. Dron', L.G. Dubovik, A.I. Kondrat'ev, P.G. Horol'skij // Mehanika ta mashino-buduvannja. – 2010, № 1. – S. 8-12. 3. Dron', N.M. Massovaja jeffektivnost' kosmicheskikh tral'wikov pri ispol'zovanii zhidkostnyh raketnyh dwigatelej maloj tjagi / N.M. Dron', A.I. Kondrat'ev, P.G. Horol'skij, L.G. Dubovik // Tehnicheskaja mehanika. – 2010. – № 3. – S. 100-105. 4. Dron' N.M. Jeffektivnost' kosmicheskikh tral'wikov pri ciklicheskom dvizhenii mezhdju vysokoj i nizkoj orbitami / N.M. Dron', P.G. Horol'skij, L.G. Dubovik // III Mezhdunarodnaja konferencija «Kosmicheskie teh-nologii: nastojawee i buduwee». Tezisy dokladov. – D, 2011. – S. 33. 5. Dron' N.M. Jeffektivnost' ochistki okolozemnogo prostranstva pri razdel'nom vyvedenii kosmi-cheskogo tral'wika i ulavlivajuwego ustrojstva / N.M. Dron', P.G. Horol'skij, L.G. Dubovik // Sbornik dokladov nauchnoj konferencii «Informacionnye tehnolo-gii v upravlenii slozhnymi sistemami». – D.: izd-vo «Svidler A.L.», 2011. – S. 202-205. 6. Kondrat'ev A.I. Metodika rascheta tjagovyh i jenergomassovyh harakteristik musorosobirajuwego kosmicheskogo apparata s jelektrodwigatel'noj ustanovkoj / A.I. Kondrat'ev, P.G. Horol'skij, L.G. Dubovik // Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija. – H.: "HAI", 2009. – № 10 (67). – S. 82-84. 7. Isakowitz S.J. International Ref-erence Guide to Space Launch Systems. Second Edition / S.J. Isakowitz. – Washington: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1991. – 341 p.

Дронь М.М., Хорольський П.Г., Дубовик Л.Г.

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ОДНОГО З МАНЕВРІВ КОСМІЧНОГО ТРАЛЬЩИКА ПРІ ВИКОНАННІ ОПЕРАЦІЇ ОЧИЩЕННЯ НАВКОЛОЗЕМНОГО ПРОСТОРУ

Розглянуто ефективність роботи космічного тральщика (КТ), який використовує декілька уловлюваних пристроїв, по чергово знімаючи їх з вихідної орбіти, на яку вони виводяться окремо від КТ ракетою-носієм такого самого типу.

Dron N., Horolsky P, Dubovik L.

EFFICIENCY OF ONE SPACE TRAWLER MANEUVER AT CARRING OUT CLEANING OPERATION OF EARTH SPACE

The efficiency of work space trawler (ST) which uses some catching devices, serially removing them from an initial orbit, on which they are injecting separately from ST by launch vehicle of the same type, is considered.

УДК 519.3

Радиевский А. Е., канд. тех. наук

РАЗВИТИЕ ОБЩЕЙ СХЕМЫ ФОРМАЛИЗМА ДУБОВИЦКОГО-МИЛЮТИНА В ТЕОРЕТИЧЕСКОМ АСПЕКТЕ. I

Введение. Из всего многообразия проблематики проектирования современных систем управления (СУ) техническими системами, проблема оптимальности является определяющей [1]. Особенности реализации проблемы оптимальности в отмеченных СУ указывают на необходимость использования "неклассических" методов

вариационного исчисления [2], одним из которых является формализм Дубовицкого-Милютина [3,4], и который явился источником многочисленных исследований как теоретической, так и прикладной направленности. В настоящей статье исследуются работы отечественных и зарубежных ученых по теоретической направленности развития формализма Дубовицкого-Милютина. В методологическом аспекте исследуемые работы базируются на методологии формализма Дубовицкого-Милютина, а их основные результаты аналогичны основным положениям общей схемы формализма Дубовицкого-Милютина

Цель исследования. Целью настоящего исследования является анализ вклада отечественных и зарубежных ученых в развитие "неклассических" методов вариационного исчисления в рамках общей схемы формализма Дубовицкого-Милютина.

Особенности развития формализма Дубовицкого-Милютина в трудах отечественных и зарубежных ученых. *Концептуальные особенности задач вариационного исчисления.* Показано [5], что достаточные условия сильного экстремума в классическом вариационном исчислении носят нелокальный характер. Новые (по сравнению с [3]) конические аппроксимации и обобщения основной теоремы формализма Дубовицкого-Милютина исследуются в [6,7].

Задачи управления с n ограничениями типа равенство. Класс задач исследован в [7].

Локальный минимум в задаче математического программирования. В нормированном линейном пространстве X , $L \subset X$ в [8] рассматривается функция $f : X \rightarrow \mathbb{R}^{\mu+m+1}$, где μ и m – неотрицательные целые числа. Необходимо найти $\bar{x} \in A$ такой, что $f_0(\bar{x}) = \min_{x \in A} f_0(x)$, где $A = \{x : f_i(x) \leq 0, i \in [-\mu, m], x \in L\}$.

Основной результат сформулирован в форме абстрактного принципа максимума. В [9] показано, что первая и вторая теоремы формализма Дубовицкого-Милютина могут быть получены методами, отличными от их доказательств в [3]. Показано, что основная теорема формализма Дубовицкого-Милютина следует из результатов, полученных в [9]. В локально выпуклом пространстве X при $x \in A \subset X$, где A -компакт, в [10] исследуется невыпуклая задача математического программирования: определить $J_0(x)$ при условии, что $J_j(x) \leq 0, j \in [1, m]$. Получено необходимое условие существования эстремального решения в форме теоремы Куна-Таккера.

Задача управления с отклоняющимся аргументом. Задача исследована в [7].

Задачи оптимального управления. Класс задач исследован в [7].

Задача управления с нестандартным критерием качества. В [11,12] исследуется задача оптимального управления с критериями качества вида

$$J(x, u) = \frac{\int_{t_0}^{t_1} W^1(x(t), u(t), t) dt}{\int_{t_0}^{t_1} W^2(x(t), u(t), t) dt}$$
$$J(x, u) = \left(\int_{t_0}^{t_1} W^1(x(t), u(t), t) dt \right) \left(\int_{t_0}^{t_1} W^2(x(t), u(t), t) dt \right),$$

где $x(t) \in C^n(t_0, t_1)$ - состояние; $u(t) \in L^\infty(t_0, t_1)$ - управление, $u(t) \in U$; t - время. Исследуются два варианта задачи: U – любое произвольное выпуклое множество, t_1 - не фиксировано; U – выпуклое множество, $\text{int } U \neq \emptyset$; t_1 - фиксировано.

Задача управления со случайными воздействиями. В [13] необходимые и достаточные условия оптимальности для объекта управления (ОУ) со случайными воздействиями исследуются в виде следующей последовательности: преобразование исходной задачи к виду, удобному для локального варьирования; установка связи исходной и преобразованной задачи; локальное варьирование преобразованной задачи. По результатам исследования получены необходимые и достаточные условия оптимальности.

Приближенный принцип максимум. В [14] на основе вариационного принципа Экланда [15] получен приближенный принцип максимума.

Экстремальные задачи для класса сложных функций. На множестве действительных функций $u(t) \in U$, измеримых на интервале $[t_0, t_1]$ и удовлетворяющих условиям

$$J_j[u] = F_j \left(\frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} q(z_0, t) u(t) dt, \dots, \frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} q^n(z_0, t) u(t) dt \right),$$

$$\frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} u(t) dt = 1$$

в [16] исследуется задача определения экстремального значения функционала

$$J_0[u] = F_0 \left(\frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} q(z_0, t) u(t) dt, \dots, \frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} q^n(z_0, t) u(t) dt \right).$$

При сделанных предположениях получено уравнение Эйлера для исследуемой задачи.

Формализм Дубовицкого-Милютина и теория групп. Теорема отделимости, являющаяся основой формализма Дубовицкого-Милютина, в [17] распространяется на коммутативные (абелевы) группы.

Задача негладкой оптимизации. Используя понятие шатра [18] как касательной аппроксимации в [19] доказана возможность применения теоремы пересечения формализма Дубовицкого-Милютина к задачам негладкой оптимизации.

Существование решения. Для канонической задачи оптимального управления [20] в [21] исследуется проблематика существования и единственности решения.

Основной результат сформулирован и доказан в виде теоремы существования (если в исследуемой задаче существует хотя бы одна пара, удовлетворяющая условиям задачи, тогда существует пара, доставляющая абсолютный минимум) и единственности (строго выпуклый оптимизируемый функционал на выпуклом множестве имеет единственный минимум). В [22,23] на движениях ОУ $dx/dt = F(x, u, p, w, t)$ исследуется проблематика существования экстремального решения для функционалов

$$J(u) = M \left(\int_{t_0}^{t_1} W(x, u, q, t) dt \right) \text{ в [22] и } J(u) = J(M(f_0(x, u))), \text{ заданного как некоторая}$$

функция множества $(J_i(u))_{i=1}^m$ локальных критериев качества вида

$$J_i(u) = M(\lambda_i \int_{t_0}^{t_1} W_i(x, u, q, t) dt) \text{ в [23], где } \lambda_i \in \Lambda_0 = \{\lambda_i : \lambda_{\text{ш}} \geq 0, \sum_{i=1}^m \lambda_i = 1,$$

$x \in C^n(t_0, t_1)$ – состояние; $u \in L^\infty(t_0, t_1)$ – управление; $w \in E^w = (\Omega, \Phi, \mu)$ – возмущение, (Ω, Φ, μ) – вероятностное пространство измеримых функций; p – параметр ОУ; q – параметр оптимизируемого функционала; M – математическое ожидание. Доказано,

что для рассматриваемых задач существуют тройки $(x^0, u^0, [t_0, t_1])$, для которых имеет место неравенство $J(u) \geq J(u^0)$.

Изопериметрическая задача. В [24] исследуется задача определения $\min J(u)$, $J(u) = \int_0^{t_1} W(u(\tau), \tau) d\tau$ при наличии ограничения $\int_0^{t_1} \Psi(u(\tau), \tau) d\tau \leq C(t)$ где $u(t)$ – n -мерная векторная функция; $W(u(t), t)$, $\Psi(u(t), t)$ и $C(t)$ скалярные. Необходимые и достаточные условия для исследуемой задачи получены в виде

$$W(u^0(t), t) - m(t)\Psi(u^0(t), t) = \max_{u \in U} [W(u(t), t) - m(t)\Psi(u(t), t)] \quad \forall t \in [0, t_1],$$

где $m(t) = \int_0^{t_1} d\mu_1(\tau)$, μ_1 - полностью аддитивная неотрицательная мера ($d\mu_1(t) \geq 0$),

сосредоточенная на множестве $M_1 = (t \in [0, t_1] : \int_0^1 \Psi(u^0(\tau), \tau) d\tau = C(t))$.

При наличии ограничения на управление в рассмотрение вводится вспомогательная функция $r(u, t) = (\partial W(u, t) / \partial u) / (\partial \Psi(u, t) / \partial u)$ и исследуются два случая: $r(u, t)$ убывающая или возрастающая по u . В первом случае существует $u^0(t)$, а во втором – решение существует только в классе скользящих функций. В [25] исследуются две разновидности (с фиксированным и свободным временем) задачи определения

$$\min J(x, u), \quad J(x, u) = \int_0^{t_1} W(x, u) dt \quad \text{при наличии ограничения} \quad \int_0^{t_1} \Psi(x, u(t)) dt \leq 0.$$

Основной результат получен в форме уравнения Эйлера. В [26] изопериметрическая задача оптимального управления исследуется в классе динамических задач многокритериальной оптимизации. В [27] исследуется конечномерный вариант классической изопериметрической задачи. На основе положений теории условий высших порядков найдены все стационарные точки и проанализированы условия стационарности.

Дискретные задачи управления. Выпуклые дискретные задачи оптимального управления исследуются в [28,29]. На основе положений формализма Дубовицкого-Милютина получены необходимые условия оптимальности в задаче Лагранжа и исследованы ее седловые точки [28], а в [29] - исследуется принцип максимума для исследуемой задачи.

Многокритериальной оптимизации. Основные аспекты проблематики задач многокритериальной оптимизации в рамках общей схемы формализма Дубовицкого-Милютина были проанализированы в [30,31].

Задача управления с операторными ограничениями. В [32] необходимо найти

$$\max J(u), \quad J(u) = \int_0^1 \int_0^1 W(x, y, u(x, y)) dx dy$$

при наличии ограничений $\int_0^1 f(x, y, u(x, y)) dy = 0, \int_0^1 g(x, y, u(x, y)) dx = 0$. В

рассмотрение вводится семейство линейных экстремальных задач, которое исследуется

методом трансляции решений уравнения Эйлера [33]. Найден общий вид и нетривиальные решения уравнения Эйлера. Анализируя цепочку уравнений Эйлера, получен принцип максимума. Задачи оптимизации в банаховых пространствах исследуются в [34-37]. Необходимо определить $\min J(x, u)$ при наличии ограничения $T(x, u) = 0$ в [34,35] и $Ax = f(x, u)$ в [36,37], $u \in U$, где x - состояние; u - управление; $T(x, u) = 0$ и $Ax = f(x, u)$ - математические модели исследуемых процессов. Приводятся необходимые условия оптимальности первого порядка в [34,35] и уравнение Эйлера в [36,37].

Аномальные задачи управления. Распространение положений формализма Дубовицкого-Милютинна на нерегулярные операторные ограничения исследуется в [38,39]. На основе обобщенной теоремы Люстерника (предположение о двойной дифференцируемости операторных ограничений по Фреше), получен локальный принцип максимума, который имеет невырожденную форму в аномальном случае.

Скользкие режимы. Использование вариаций скольжения в задачах с ограничениями типа равенство рассматривается в [40]. Приведены условия, при выполнении которых, для доказательства принципа максимума можно использовать не скользкую вариацию, а близкую к ней. В [41-43] исследуется задача нахождения необходимых и достаточных условий минимума в классе последовательностей траекторий. В качестве основы используется общая теория минимума высших порядков для задач с ограничениями [44].

Задачи с обобщенными управлениям-мерами. Проблематика оптимизации динамических систем в ситуации, когда управление является распределенным типа меры исследуется в [45,46]. Проблема, связанная с решением дифференциального уравнения в распределениях – условие виброкоректности дифференциального уравнения (полная интегрируемость перераспределенной системы, что позволяет определить виборешение как предел последовательности решений, отвечающих абсолютно непрерывным воздействиям и условие существование решения) исследуются в [45]. В [46] приводится доказательство интегрального принципа максимума для исследуемой в [45] задачи. Для линейно-выпуклой задачи показано, что удовлетворяется также достаточное условие минимума.

Задачи минимаксного (максиминного) типа. В [47-53] исследуются различные варианты поименованных задач при наличии ограничений. Задача определения $J(u^0) = \min_{u \in U} J(u), J(u) = \max_{t \in [t_0, t_1]} J(u)$ исследуется в [47]. Показано, что вывод формулы

производной оптимизируемого функционала по любому направлению позволило получить необходимое условие его минимума. В [48,49] определено необходимое условие функционала $J(u) = \max_{t \in [t_0, t_1]} \min_{i \in [1, s]} f(u_i(t), t)$. На основе определенного

выпуклого конуса возможных направлений оптимизируемого функционала получены необходимые условия оптимальности. Принцип максимума для негладких функций исследуется в [50]. Доказательство основного результата базируется на идеях функционального анализа и v -технике. Задача $\min J(u), J(u) = \max_{\alpha \in Y} f(u_i(t), \alpha)$, где

α - параметр, исследуется в [51]. Получены условия, накладываемые на гамильтониан исследуемой задачи. Оптимизация критерий качества типа супремума от интегральной функции исследуется в [52]. На основе построенного конуса направления убывания оптимизируемого функционала и его сопряженного, получено уравнение Эйлера. На основе метода множителей Лагранжа в [53] исследуются достаточные условия минимакса в целом.

Метод шатров. Являясь развитием формализма Дубовицкого - Милютина, метод шатров [54] базируется на идеях выпуклых множеств и алгебраической топологии. В основе метода шатров лежит теория отделимости выпуклых множеств, применение которой позволило избавиться от специфического для формализма Дубовицкого - Милютина требования телесности конусов.

Литература: 1. Сиразетдинов Т.К. Методы решения многокритериальных задач синтеза технических систем / Т.К. Сиразетдинов.- М.: Машиностроение, 1988.-160 с. 2. Радиевский А.Е. Формализм Дубовицкого-Милютина в общей структуре вариационного исчисления./ А.Е. Радиевский // Радиоэлектроника и информатика.-2009.- № 3.- С.32-37. 3. Дубовицкий А.Я. Задачи на экстремум при наличии ограничений / А.Я. Дубовицкий, А.А. Милютин. // Ж. вычисл. мат. и мат. физ.-1965.- 5, № 3.- С. 395-453. 4. Гурсанов И.В. Лекции по математической теории экстремальных задач/ И.В. Гурсанов. // - М.: МГУ,1970.-117 с. 5. Егоров Ю.В. О достаточных условиях сильного экстремума в классе кривых с ограниченной производной/ Ю.В. Егоров, А.А. Милютин // Докл. АН СССР.-1964.-159, №5.- С.971-974. 6. Halkin H.A. Satisfactory treatment of equality and operator constraints in the Dubovitsrii Milyutin optimization formalism/ H.A. Halkin // J. Optimiz. Theory and Appl.-1970.- 6, №2.- P.138-149. 7. Радиевский А.Е. Развитие "неклассических" методов вариационного исчисления. / А.Е. Радиевский // Мех. та машинобудування - 2010.- №1.- С.19-24. 8. Halkin H.A. The method of Dubovitsrii-Milyutin in mathematical programming / H.A. Halkin // Lecture Notes in Physics.-1973. - 21. - P. 1-12. 9. Пшеничный В.Н. Необходимые условия экстремума / В.Н. Пшеничный. - М. : Наука,1969.- 152 с. 10. Baranowicz J., Walczak S. On some mathematical programming problem in a locally convex space / J. Baranowicz, S. Walczak. // Bull. Soc. Sci. Et letter lodz.-1986.-.№25.- P.1-11. 11. Subrahmanyam M.B. Necessary conditions for minimum in problems with nonstandard cost functionals/ M.B Subrahmanyam // J. of Math. Anal. and Appl.-1977.-60,№3.- P. 601-616. 12. Subrahmanyam M.B. A control problem with application to integral inequalities/ M.B Subrahmanyam // J. of Math. Anal. and Appl.-1981.-81,№2.- P. 346-355. 13.Федунов Б.Е. Условия оптимальности в некоторых задачах управления со случайными воздействиями / Б.Е. Федунов // Ж. вычисл. мат. и мат. физ.- 1971.- 11, №4. - С. 894 - 909. 14. Quijada O. Approximate maximum principle via Dubovitskii-Milyutin theory/ O. Quijada // [Publ.] Dep. Math. Karl. Max. Univ. Econ., Budapest. - 1987. - N3.-P.9 - 20. 15. Ekeland I. On the variation principle/ I. Ekeland // J. of Math. Anal. and Appl.-1974.-47.- P.324-353. 16. Mikolajczyk L. On application of the Dubovitsrii-Milyutin method to investigating certain extremal problems / L. Mikolajczyk, S. Walczak // Demonstr. Math. - 1980. - 13, N2. - 509 - 530. 17. Pales Z. A generalization of the Dubovitsrii-Milyutin separation theorem for commutative semi-groups/ Z. Pales // Arch.Math.-1989.-52, N4.-P.384-392. 18. Болтянский В.Г. Метод шатров в теории экстремальных задач/ В.Г. Болтянский // Успехи мат. наук. - 1975.- 30, №3. - С.3-55. 19. Watkins G.G. Nonsmooth Milyutin-Dubovitski theory and Clark tangent cone/ G.G Watkins // Math. Oper. Res. - 1986.- 11, №1.- P.70-80. 20. Дубовицкий А.Я. Теория принципа максимума/ А.Я. Дубовицкий, А.А. Милютин // Методы теории экстремальных задач в экономике.- М.: Наука,1981.- С.6 - 46. 21. Дикусар В.В. Приложение.1/ В.В. Дикусар // Качественные и численные методы в принципе максимума.- М.: Наука,1989. - С.136 - 138. 22. Радиевский А.Е. Существование и единственность решения в стохастической задаче управления одного класса/ А.Е. Радиевский // Исследование операций и АСУ.- Киев: Лыбидь, 1993. - Вып.39. - С.38 - 40. 23. Радиевский А.Е. Стохастическая задача многокритериальной оптимизации / А.Е. Радиевский // Автоматика. - 1992.- № 4.- С.30 - 32. 24. Malanowski K. Maksymalizacij funkcijonalu calkowego przy ogzamezenin amplitudy i calki argumentn/ K. Malanowski // Arch.automat. i telemech.- 1968.- 13,N3. - P.267 - 290. 25. Sudhakar Divakarani P. Optimal control problems with nondifferentiable isoperimetric constraints/ P. Sudhakar Divakarani, D. Еuman Earl // Jnt. J. Contr.- 1977.- 25,N1.- P.129 - 152. 26. Радиевский А.Е. Изопериметрическая задача динамического синтеза/ А.Е. Радиевский //Информационно-управляющие системы на железнодорожном транспорте, 2002. - №3.- С.59- 62. 27. Левитин Е.С. Исследование конечномерной изопериметрической задачи с помощью теории высших порядков локального минимума/ Е.С. Левитин А.А., Милютин, Н.П. Осмоловский // Дифференциальные уравнения и численные методы.- Новосибирск, 1986.- С.224 - 237. 28. Фам

Хью шак. Об оптимальном управлении дискретными процессами/ Фам Хью шак // Автом. и телемех. - 1968. - N8.- С.78 - 86. 29. Tamminen E. Optimal control problems with discrete time linear dynamic and convex state-control constraint/ E.Tamminen. // Publ. Elec. And Nucl. Technol. Techn. Res. Centr. Finland.- 1979. - N26.- 42 p. 30. Радиевский А.Е. Формализм Дубовицкого-Милютина и задача многокритериальной оптимизации. / А.Е. Радиевский // Мех. та машинобудування.- 2010.- №1- С.24-29. 31. Радиевский А.Е. Динамическая задача многокритериальной оптимизации / А.Е. Радиевский // Тр. Одес. политехнического ун-та.- Одесса, 2001.-Вып.3(15).- С. 84-87. 32. Аркин В.И. Выпуклость значений векторных интегралов, теоремы измеримого выбора и вариационные задачи/ В.И. Аркин, В.Л. Левин // Успехи мат. наук. - 1972. - 27, №3(165).-С.21-77. 33. Дубовицкий А.Я. Трансляция уравнений Эйлера / А.Я. Дубовицкий А.А. Милютин // Ж. вычисл. мат. и мат.физ.-1969.-9, №6.- С.1263 – 1284. 34. Lorentz R. Eine anwendung des Satzes von Dubovickij-Miljutin anf ein Problem der optimalen steuerung im B-Raum /R. Lorentz //Wiss. Z. Techn. Hochsch. Iimenau.-1977.-23, N4.- P.71 - 80. 35. Lorentz R. Notwendiges Optimalitats - kriterium fur eine Steueraufgabe mit nicht eindeutig losbarer Zustandsgleichung/ R.Lorentz // Abh. Akad. Wicc. DDR. Abt. Math. Naturwiss. Tech.-1977.- N1.- P.337 - 340. 36. Swartz Charles. A control problem of Rodak and Scott –Thomas/ Charles Swartz // J. of Math. Anal. and Appl.- 1980.- 78, N1.- P.127 -132. 37. Swartz Charles. A control problem of Rodak and Scott-Thomas/ Charles Swartz // J. of Math. Anal. and Appl.- 1981.-79, N1.- P.218 - 223. 38. Ledzewicz U. Extension of the local maximum principle to abnormal optimal control problems/ U. Ledzewicz // J. Optimiz.Theory and Appl. - 1993. - vol. 77, No3. - p. 661 - 681. 39. Ledzewicz U. Second-order conditions for extremum problems with nonregular equality constraints/ U. Ledzewicz, H. Schacttler // J. Optimiz. Theory and Appl.- 1995.- 86,N1.- P.113 - 144. 40. Дмитрук А.В. К обоснованию метода скользящих режимов для задач оптимального управления со смешанными ограничениями/ А.В/ Дмитрук // Функциональный анализ и его приложения. - 1976. -10, вып.3.- С.39 - 44. 41. Дубовицкий В.А. Необходимые и достаточные условия понтрягинского минимума в задачах оптимального управления с особыми и обобщенными управлениями/ В.А. Дубовицкий // Успехи мат. наук. - 1982.- 37,N3.- С.185 - 186. 42. Дубовицкий В.А. Необходимые и достаточные условия минимума в задачах оптимального управления со скользящими режимами и обобщенными управлениями. Ч2. / Дубовицкий В.А. /- Черноголовка, 1981. - 24 с. (Препринт / АН СССР. Институт хим. физ.). 43. Дубовицкий В.А. Необходимые и достаточные условия минимума в задачах оптимального управления со скользящими режимами и обобщенными управлениями/ В.А. Дубовицкий // Автом. и телемех. - 1984. - N2. - С.33 - 44. 44. Левитин Е.С. Условия высших порядков локального минимума в задачах с ограничениями/ Левитин Е.С., А.А. Милютин, Н.П. Осмоловский // Успехи мат. наук.- 1978.- 33,N6. - С.85 - 148. 45. Орлов Ю.В. Вариационный анализ оптимальных систем с обобщенными управлениями типа меры.1/ Ю.В. Орлов // Автом. и телемех. - 1987. - N2. - С.28 - 32. 46. Орлов Ю.В. Вариационный анализ оптимальных систем с обобщенными управлениями типа меры.2/ Ю.В. Орлов // Автом. и телем.-1987.- N3.- С.36 - 48. 47. Виноградова Т.К. О минимаксном подходе к решению некоторых задач оптимального управления / Т.К. Виноградова. -Л. : Изд-во ЛГУ.1974. -12с. Деп. в ВИНТИ 26.08.74, N2338 -74ДЕП. 48. Грубиянов С.Ф. Необходимые условия оптимальности для задач с некоторым классом локально-невыпуклых функционалов/ С.Ф. Грубиянов // Динамика управляемых систем.- Новосибирск : Наука, 1979.- С.99 - 103. 49. Грубиянов С.Ф. Необходимые условия оптимальности для задач с некоторым классом локально-невыпуклых функционалов/ С.Ф. Грубиянов // Вестник МГУ. Мат., мех.-1980.- N1.- С.14 - 17. 50. Гасанов К.К. Принцип максимума в одной экстремальной задаче/ К.К. Гасанов А.Г. Агамалиев // Уч. записки Азерб. ун-та. Вопросы прик. мат. и кибернетики. – 1978 - N1 - С.24 - 27. 51. Acosta H.Q., Fernandes A.G. Aplicacion de la tecnica de los conos convexos a un problema de control con retardo y restricciones / H.Q. Acosta, A.G. Fernandes // Revista investigacion operacional. - 1984.- 5,N1.- P.13 – 29. 52. Железнов Е.И. Необходимые условия оптимальности по минимаксу программного управления при наличии ограничений/ Е.И. Железнов // Дифференциальные уравнения. - 1983.- 19,N9. - С.1487 - 1495. 53. Величенко В.В. О достаточных условиях глобального минимакса/ В.В. Величенко // ДАН СССР. - 1974. - 219, №5. - С.1045 -1048. 54. Болтянский В.Г. Метод шатров в теории экстремальных задач/ В.Г. Болтянский // Успехи мат. наук. - 1975. -30, N3. - С.3 - 55.

- Bibliography (transliterated):** 1. Sirazetdinov T.K. *Metody reshenija mnogokriterial'nyh zadach sinteza tehniceskikh sistem* / T.K. Sirazetdinov.- M.: Mashinostroenie, 1988.-160 s. 2. Radievskij A.E. *Formalizm Dubovickogo-Miljutina v obvej strukture variacion-nogo ischislenija.I* / A.E. Radievskij // *Radioelektronika i informatika*.-2009.- № 3.- S.32-37. 3. Dubovickij A.Ja. *Zadachi na jekstremum pri nalichii ogranichenij* / A.Ja. Du-bovickij, A.A. Miljutin. // *Zh. vychisl. mat. i mat. fiz.*-1965.- 5, № 3.- S. 395-453. 4. Girsanov I.V. *Lekcii po matematicheskoj teorii jekstremal'nyh zadach/ I.V. Girsanov.* // - M.: MGU,1970.-117 s. 5. Egorov Ju.V. *O dostatochnyh uslovijah sil'nogo jeks-tremuma v klasse krivyh s ogranichennoj proizvodnoj/ Ju.V. Egorov, A.A. Miljutin* // *Dokl. AN SSSR*.-1964.-159, №5.- S.971-974. 6. Halkin H.A. *Satisfactory treatment of equality and operator constraints in the Dubovitsrii Milyutin optimization formalism/ H.A. Halkin* // *J. Optimiz. Theory and Appl.*-1970.- 6, №2.- P.138-149. 7. Radievskij A.E. *Razvi-tie "neklassicheskikh" metodov variacionnogo ischislenija.* / A.E Radievskij // *Meh. ta mashinobuduvannja* - 2010.- №1.- S.19-24. 8. Halkin H.A. *The method of Dubovitsrii-Milyutin in mathematical programming* / H.A. Halkin // *Lecture Notes in Physics*.-1973.- 21.- P.1-12. 9. Pshenichnyj V.N. *Neobhodimye uslovija jekstremuma* / V.N. Pshenichnyj. -M.:Nauka,1969.- 152 s. 10. Baranowicz J., Walczak S. *On some mathematical programming problem in a locally convex space* / J. Baranowicz, S. Walczak . // *Bull. Soc. Sci. Et letter lodz*.-1986.-№25.- P.1-11. 11. Subrahmanyam M.B. *Necessary conditions for minimum in problems with nonstandard cost functionals/ M.B Subrahmanyam* // *J. of Math. Anal. and Appl.*-1977.- 60,№3.- P. 601-616. 12. Subrahmanyam M.B. *A control problem with applica-tion to integral inequalities/ M.B Subrahmanyam* // *J. of Math. Anal. and Appl.*-1981.-81,№2.- P. 346-355. 13. Fedunov B.E. *Uslovija optimal'nosti v nekotoryh zadachah upravlenija so sluchajnymi vozdejstvijami* / B.E. Fedunov // *Zh. vychisl. mat. i mat. fiz.*- 1971.- 11, №4. - S. 894 - 909. 14. Quijada O. *Approximate maximum principle via Dubovitskii-Milyutin theory/ O. Quijada* // [Publ.] *Dep. Math. Karl. Max. Univ. Econ., Buda-pest*.-1987.-N3.-P.9 - 20. 15. Ekeland I. *On the variation principle/ I. Ekeland* // *J. of Math. Anal. and Appl.*-1974.-47.- P.324-353. 16. Mikolajczyk L. *On application of the Dubovitsrii-Milyutin method to investigating certain extremal problems* / L. Mikolajczyk, S. Walczak // *Demonstr. Math.*-1980.-13, N2.-509-530. 17. Pales Z. *A generalization of the Dubovitsrii-Milyutin separation theorem for commutative semi-groups/ Z. Pales* // *Arch.Math.*-1989.-52, N4.-P.384-392. 18. Boltjanskij V.G. *Metod shatrov v teorii jekstremal'nyh zadach/ V.G. Boltjanskij* // *Uspehi mat. nauk.*-1975.-30, №3.- S.3-55.20. 19. Watkins G.G. *Nonsmooth Milyutin-Dubovitski theory and Clark tangent cone/ G.G Watkins* // *Math. Oper. Res.*- 1986.- 11, №1.- P.70-80. 20. Dubovickij A.Ja. *Teorija principa maksimuma/ A.Ja. Dubovickij, A.A. Miljutin* // *Metody teorii jekstremal'nyh zadach v jekonomike.* - M.: Nauka,1981.- S.6 - 46. 21. Dikusar V.V. *Prilozhenie.1/ V.V. Dikusar* // *Kachestvennye i chislennye metody v principe maksimuma.*- M.: Nauka,1989. - S.136 - 138. 22. Radievskij A.E. *Su-westvovanie i edinstvennost' reshenija v stohasticheskoj zadache upravlenija odnogo klassa/ A.E. Radievskij* // *Issledovanie operacij i ASU.*- Kiev: Lybid' , 1993. - Vyp.39. - S.38 - 40. 23. Radievskij A.E. *Stohasticheskaja zadacha mnogokriterial'noj optimizacii* / A.E. Radievskij // *Avtomatika.* - 1992. - № 4.- S.30 - 32. 24. Malanowski K. *Maksymalizacij funkcijonalu calkowego przy ogzamezenin amplitudy i calki argumentn/ K. Malanowski* // *Arch.automat. i telemeh.*- 1968.- 13,N3. - P.267 - 290. 25. Sudhakar Di-vakarani P. *Optimal control problems with nondifferentiable isoperimetric constraints/ P. Sudhakar Divakarani , D. Eyman Earl* // *Jnt. J. Contr.*- 1977.- 25,N1.- P.129 - 152. 26. Radi-evskij A.E *Izoperimetricheskaja zadacha dinamicheskogo sinteza/ A.E Radievskij* // *Informacionno-upravljajuwie systemy na zheleznodorozhnom transporte*, 2002.- №3.- S.59- 62. 27. Levitin E.S. *Issledovanie konechnomernoj izoperimetricheskoy zadachi s pomow'ju teorii vysshih porjadkov lokal'nogo minimuma/ E.S. Levitin A.A., Milju-tin, N.P. Osmolovskij* // *Differencial'nye uravnenija i chislennye metody.*- Novo-sibirsk, 1986.- S.224 - 237. 28. Fam Hyu shak. *Ob optimal'nom upravlenii diskret-nymi processami/ Fam Hyu shak* // *Avtom. i telemeh.* - 1968. - N8.- S.78 - 86. 29. Tam-minen E. *Optimal control problems with discrete time linear dynamic and convex state-control constraint/ E.Tamminen.* // *Publ. Elec. And Nucl. Technol. Techn. Res. Centr. Finland.*- 1979. - N26.- 42 p. 30. Radievskij A.E. *Formalizm Dubovickogo-Miljutina i zadacha mnogokriterial'noj optimizacii.* / A.E. Radievskij // *Meh. ta mashinobudu-vannja.*- 2010.- №1- S.24-29. 31. Radievskij A.E. *Dinamicheskaja zadacha mnogokriteri-al'noj optimizacii* / A.E. Radievskij // *Tr. Odes. politehnicheskogo un-ta.*-Odessa, 2001.-

Вып.3(15).- S. 84-87. 32. Arkin V.I. Vypuklost' znachenij vektornyh integra-lov, teoremy izmerimogo vybora i variacionnye zadachi/ V.I. Arkin, V.L. Levin // Uspehi mat. nauk.-1972.-27, №3(165).-S. 21-77. 33. Dubovickij A.Ja. Transljacija urav-nenij Jejlera / A.Ja. Dubovickij A.A. Miljutin // Zh. vychisl. mat. i mat.fiz.-1969.-9, №6.- S.1263 – 1284. 34. Lorentz R. Eine anwendung des Satzes von Dubovickij-Miljutin anf ein Problem der optimalen steuerung im B-Raum /R. Lorentz // Wiss. Z. Techn. Hochsch. Iimenau.-1977.-23, N4.- P.71 - 80. 35. Lorentz R. Notwendiges Optimalitats - kriterium fur eine Steueraufgabe mit nicht eindeutig losbarer Zustandsgleichung/ R.Lorentz // Abh. Akad. Wicc. DDR. Abt. Math. Naturwiss. Tech.-1977.- N1.- P.337 - 340. 36. Swartz Charles. A control problem of Rodak and Scott –Thomas/ Charles Swartz // J. of Math. Anal. and Appl.- 1980.- 78, N1.- P.127 -132. 37. Swartz Charles. A control problem of Rodak and Scott-Thomas/ Charles Swartz // J. of Math. Anal. and Appl.- 1981.-79, N1.- P.218 - 223. 38. Ledzewicz U. Extension of the local maximum principle to abnormal optimal control problems/ U. Ledzewicz // J. Optimiz.Theory and Appl.. - 1993. - vol. 77, No3. - p. 661 - 681. 39. Ledzewicz U. Second-order conditions for extremum problems with nonregular equality constraints/ U. Ledzewicz, H. Schacttler // J. Optimiz. Theory and Appl.- 1995.- 86,N1.- P.113 - 144. 40. Dmitruk A.V .K obosnovaniju metoda skol'zjavih rezhimov dlja zadach optimal'nogo upravlenija so smeshannymi ogranichenijami/ A.V/ Dmitruk // Funkcio-nal'nyj analiz i ego prilozhenija. - 1976. -10, vyp.3.- S.39 - 44. 41. Dubovickij V.A. Neobhodimye i dostatochnye uslovija pontrjaginskogo minimuma v zadachah optimal'no-go upravlenija s osobymi i obobwennymi upravlenijami/ V.A. Dubovickij // Uspehi mat. nauk. - 1982.- 37, N3.- S.185 - 186. 42. Dubovickij V.A. Neobhodimye i dostatoch-nye uslovija minimuma v zadachah optimal'nogo up-ravlenija so skol'zjavimi rezhimami i obobwennymi upravlenijami.Ch2./ Dubovickij V.A./-Chernogolovka, 1981.- 24 s. (Pre-print/ AN SSSR. Institut him. fiz.). 43. Dubovickij V.A. Neobhodimye i dostatoch-nye uslovija minimuma v zadachah optimal'nogo upravlenija so skol'zjavimi rezhimami i obobwennymi upravlenijami/ V.A. Dubovickij // Avtom. i telemeh. - 1984. - N2. - S.33 - 44. 44. Levitin E.S. Uslovija vysshih porjadkov lokal'nogo minimuma v zadachah s ogranichenijami/ Levitin E.S., A.A. Miljutin, N.P. Osmolovskij // Uspehi mat. nauk - 1978.- 33, N6. - S.85 - 148. 45. Orlov Ju.V. Variacionnyj analiz optimal'nyh sistem s obobwennymi upravlenijami tipa mery. 1 / Ju.V. Orlov // Avtom. i telemeh. - 1987. - N2. - S.28 - 32. 46. Orlov Ju.V. Variacionnyj analiz optimal'nyh sistem s obobwennymi upravlenijami tipa mery. 2 / Ju.V. Orlov // Avtom. i telem.-1987.- N3.- S.36 - 48. 47. Vinogradova T.K. O minimaksnom podhode k resheniju nekotoryh zadach optimal'-nogo upravlenija / T.K. Vinogradova. -L. : Izd-vo LGU.1974. -12s. Dep. v VINITI 26.08.74, N2338 - 74DEP. 48. Grubijanov S.F. Neobhodimye uslovija optimal'nosti dlja zadach s nekotorym klassom lokal'no-nevypuklyh funkcionalov/ S.F. Grubijanov // Dinamika upravljaemyh sistem. - Novosibirsk : Nauka, 1979.- S.99 - 103. 49. Grubijanov S.F. Neobhodimye uslovija optimal'nosti dlja zadach s nekotorym klassom lokal'no-nevypuklyh funkcionalov/ S.F. Grubijanov // Vestnik MGU. Mat., meh.-1980.- N1.- S.14 - 17. 50. Gasanov K.K. Princip maksimuma v odnoj jekstremal'noj zadache/ K.K. Ga-sanov A.G. Agamaliyev // Uch. zapiski Azerb. un-ta. Voprosy prik. mat. i kibernetiki. – 1978 - N. - S.24 - 27. 51. Acosta H.Q., Fernandes A.G. Aplicacion de la tecnica de los conos convexos a un problema de control con retardo y restricciones / H.Q. Acosta, A.G. Fernandes // Revista investigacion operacional. - 1984. - 5,N1.- P.13 – 29. 52. Zheleznov E.I. Neobhodi-mye uslovija optimal'nosti po maksimumu programmno upravlenija pri nalichii og-ranichenij/ E.I. Zheleznov // Differencial'nye uravnenija. - 1983.- 19,N9. - C.1487 - 1495. 53. Velichenko V.V. O dostatochnyh uslovijah global'nogo minimuma/ V.V. Veli-chenko // DAN SSSR. - 1974. - 219, №5. - S.1045 -1048. 54. Boltjanskij V.G. Metod shat-rov v teorii jekstremal'nyh zadach/ V.G. Boltjanskij // Uspehi mat. nauk. - 1975. -30, N3. - S.3 - 55.

Радієвський А.Є.

РОЗВИТОК ЗАГАЛЬНОЇ СХЕМИ ФОРМАЛІЗМУ ДУБОВІЦЬКОГО–МІЛЮТИНА У ТЕОРЕТИЧНОМУ АСПЕКТІ. I

Досліджуються роботи вітчизняних та закордонних вчених стосовно розвитку "некласичних" методів варіаційного числення у рамках загальної схеми формалізму Дубовіцького-Мілютіна.

Radievski A. E

DEVELOPMENT THE DENERAL SCHEM OF DUBOVITSKI-MILUTIN
FORMALISM IN THEORY ASPECT. I

Analysis the works of native and foreign scientist respect the development
"nonclassical" method of the calculus variations in the limits of the general scheme
Dubovitski - Milutin formalism.

МАШИНОЗНАВСТВО

УДК 539.3

Артемов И.В.

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ВИБРОУДАРНЫХ МАШИН

Введение. Синтез структуры, конструктивных и технологических параметров, а также определение эксплуатационных режимов для крупногабаритных тяжело нагруженных виброударных машин является достаточно сложной научно-технической задачей. При этом традиционные подходы [1] применительно к крупногабаритным машинам, кроме известных критериев и ограничений, имеют свои дополнительные особенности. Это касается, например, методов уточнения нагрузок при взаимодействии подбрасываемого технологического груза с корпусом колеблющейся машины [2]. Кроме того, важным ограничительным фактором, формирующим соответствующие ограничения, является учет деформационных частот и форм колебаний корпусов проектируемых машин с точки зрения возможного резонанса [3].

Указанные физико-механические процессы, порождающие новые критерии и ограничения, ужесточают требования к проектированию виброударных тяжело нагруженных машин. В то же время углубленный анализ протекающих в процессе эксплуатации вибромашин физико-механических процессов позволил выявить новый проблемный фактор – возможность ударного резонанса в исследуемых машинах [4-6], еще более ограничивающий свободу выбора их проектных параметров и конструктивных схем.

В отличие от известных методик расчета ударного резонанса для систем с одной степенью свободы [7], в данном случае наблюдается более сложное сочетание факторов:

- исследуемая конструкция является системой со многими степенями свободы, причем она состоит из двух частей – дискретной и континуальной;
- основная возбуждающая ударная сила в этих машинах является внутренней по природе своего возникновения для системы «колеблющейся корпус – вибрирующий с подбрасыванием технологический груз», причем ее распределение во времени определяется физико-механическими свойствами машины и груза, а также эксплуатационными режимами (амплитуды их частоты возбуждения).

Соответственно, возникают дополнительные сочетания конструктивных параметров и режимов работы вибромашин, опасные с точки зрения возникновения ударного резонанса. При этом особое внимание следует уделить спектрам колебаний корпусов проектируемых машин, в которых, собственно, такое явление может возникать.

В данной работе исследуются собственные частоты и формы колебаний

вибрационной машины для выбивки крупного литья конструкции и производства ОАО "Азовмаш" [2-6].

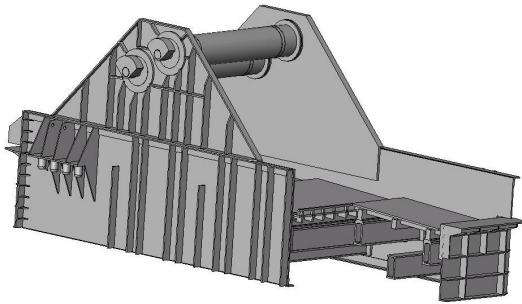
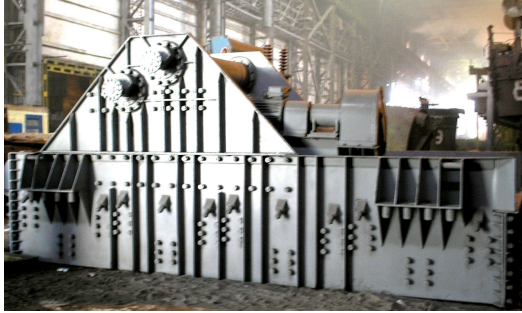


Рис. 1. Выбивная транспортирующая машина с дебалансным приводом

Цель исследований – определить проблемные режимы возбуждения этой машины, опираясь на изучение спектра и форм колебаний ее корпуса.

Методика исследований. Выбивная машины [2, 3] (рис. 1) для извлечения крупного вагонного литья из песчано-глинистых форм представляет собой крупногабаритную сборно-сварную конструкцию, опирающуюся на упругие опоры и приводимую в действие за счет инерционных сил от вращения дебалансных валов (рис. 2).

Уравнения движения вибромашины имеют после дискретизации по методу конечных элементов в первом приближении вид:

$$M\ddot{x} + K\dot{x} + Cx = A \sin \omega^* t + F_{уд}(t) \quad (1)$$

Здесь M , K , C – матрицы масс, демпфирования и жесткости конечно-элементной модели соответственно; $A \sin \omega^* t$ – распределенная по узлам гармоническая сила возбуждения амплитудой A от вращения дебалансных валов с частотой ω^* ; $F_{уд}(t)$ – сила ударного взаимодействия корпуса машины с технологическим грузом, определяемая из условий их ударного взаимодействия.

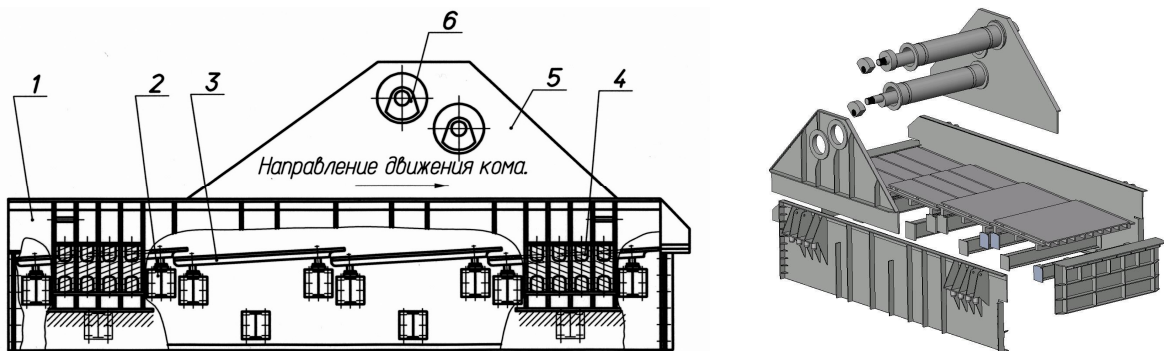


Рис. 2. Элементы выбивной транспортирующей машины: 1 – боковины; 2 – балки; 3 – колосниковые решетки; 4 – упругие опоры; 5 – щеки опор дебалансных валов; 6 – валы дебалансного привода

При малом демпфировании в системе (1) возможен ударный резонанс, вызываемый импульсным характером распределения силы ударного взаимодействия

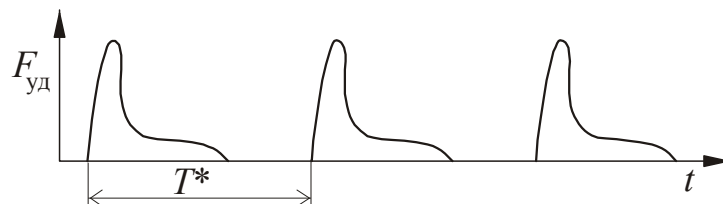


Рис. 3. Характер распределения силы ударного взаимодействия во времени

(рис. 3).

В силу того, что машина работает с частотой

$$\omega^* = 2\pi\nu^* = 2\pi/T^*,$$

T^* – период процесса (в данном случае не рассматриваются субгармонические режимы [2]), ударный резонанс может приводить к возбуждению более высоких форм колебаний. В этом случае (рис. 4) машина, работающая в зарезонансном режиме по трансляционным формам колебаний корпуса (т.е. как жесткого тела [3]), может иметь совпадение (или близость) собственной частоты из диапазона $[\omega_D^1; \infty]$ частоте, кратной ω^* :

$$\omega_D^j \approx \omega^* \cdot n, \quad n = 1, 2, \dots \quad (2)$$

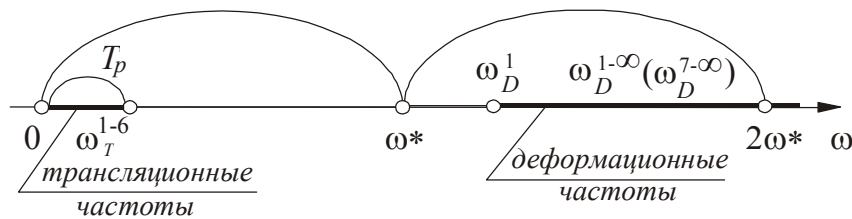


Рис. 4. Соотношения частоты возбуждения машины, работающей в зарезонансном режиме по трансляционным формам колебаний, с высокими (деформационными) частотами колебаний

В этом случае j -я деформационная форма колебаний начнет резонировать, возбуждая колебания корпуса машины как конструкции с распределенными параметрами. Примечательно, что при этом данные колебания слабо влияют на движение корпуса машины как жесткого тела (формы $\omega_T^1 \div \omega_T^6$), а, значит, и не изменяются условия взаимодействия технологического груза с корпусом (т.е. внутренняя для системы сила $F_{уд}(t)$ будет иметь практически неизменный характер распределения во времени). Такая особенность не дает возможности системе самой самоотстроиться от резонансного режима, т.к. импульсная сила генерируется на низких (трансляционных) формах колебаний, а воздействует – на высшие (деформационные), причем обратная связь в этом случае слабая.

Для определения опасных режимов из системы

$$\mathbf{Det}(C - \omega^2 M) = 0 \quad (3)$$

определяются собственные частоты колебаний корпуса машины $\omega^i = \{\omega_T^1, \dots, \omega_T^6, \omega_D^1, \omega_D^2, \dots\}$ [2, 3], а затем возможные совпадения (или близость) частот по соотношению (2). Определяя собственные формы колебаний x_i из соотношения

$$(C - \omega^2 M)x = 0, \quad (4)$$

можно проконтролировать, на какой именно форме произойдет ударный резонанс.

Результаты расчетов. В качестве конкретного объекта исследований была выбрана выбивная машина, описанная в работах [2, 3]. Масса подпружиненной части корпуса машины – около 16 т. Частота нагружения – 16 Гц.

Для контроля качества и точности расчетов спектров колебаний были проведены на начальном этапе варьирования размеров конечных элементов типа Shell, которыми моделируется исследуемый корпус. На рис. 5 представлены сравнительные спектры,

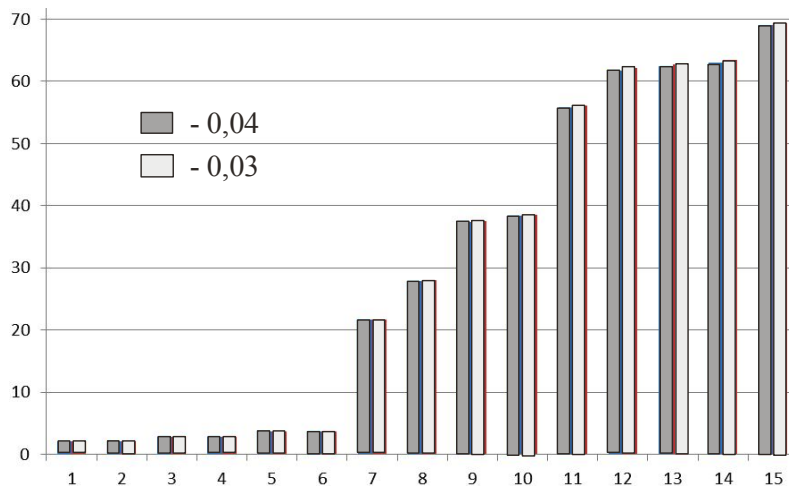


Рис. 5. Сравнительные спектры, полученные при различной степени дискретизации корпуса: размеры конечноэлементной сетки 0,04м и 0,03м

полученные при различной степени дискретизации корпуса. Видно, что получаемое в результате сгущения сетки уточнение результатов – незначительно, и в первом приближении эту модель (рис. 6, а) можно использовать в качестве оценочной для выявления опасных режимов работы машины.

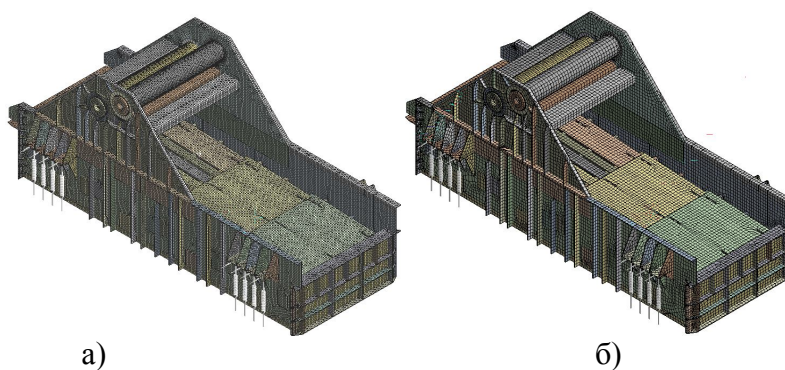
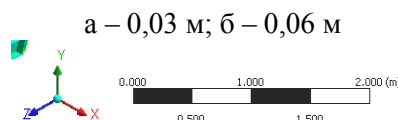


Рис.6. Конечно-элементные модели с разными размерами конечных Shell-элементов:



В дальнейших исследованиях определялись динамические характеристики корпуса. На рис. 7 и в табл. 1 представлены собственные частоты, определенные из созданной конечно-элементной модели исследуемого корпуса.

Анализ полученного спектра (см. рис. 7 и табл. 1) дает основание для

следующих выводов.

1. На полученном спектре четко разделены диапазоны «трансляционных» (до 4 Гц) и «деформационных» (после 20 Гц) частот собственных колебаний

2. Возмущающая сила с частотой 16 Гц [2, 3] обеспечивает работу машины в зарезонансном режиме по «трансляционным» и дорезонансном – по «деформационным» частотам.

3. Спектр «деформационных» частот достаточно густой и плавно изменяющийся. Следовательно, в такой динамической системе возможность выполнения условия (2) достаточно высока. Таким образом, данная конструкция потенциально подвержена множественным ударным резонансам.

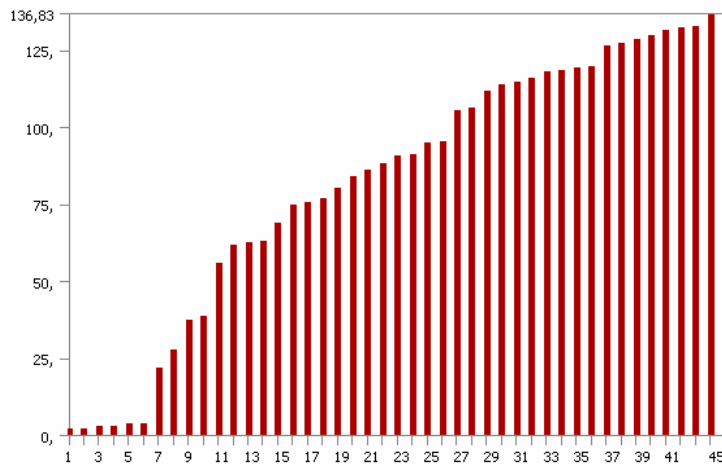


Рис.7. Спектр собственных частот колебаний (Гц) корпуса вибромашины

4. У исследуемой конструкции отсутствуют собственные частоты, точно кратные частоте возбуждения. Таким образом, «сильные» и «прямые» режимы ударного резонанса в номинальном случае не должны реализовываться. В то же время околорезонансные режимы (2) возможны и вероятны.

Таблица 1

Спектр собственных частот колебаний корпуса вибромашины

| Форма | Частота, Гц | Форма | Частота, Гц | Форма | Частота, Гц | Форма | Частота, Гц | Форма | Частота, Гц |
|-------|-------------|-------|-------------|-------|-------------|-------|-------------|-------|-------------|
| 1 | 2,04 | 10 | 38,45 | 19 | 80,09 | 28 | 106,14 | 37 | 126,17 |
| 2 | 2,08 | 11 | 55,76 | 20 | 84,06 | 29 | 111,79 | 38 | 127,0 |
| 3 | 2,86 | 12 | 61,79 | 21 | 86,0 | 30 | 113,73 | 39 | 128,45 |
| 4 | 2,87 | 13 | 62,42 | 22 | 87,96 | 31 | 114,55 | 40 | 129,78 |
| 5 | 3,70 | 14 | 63,04 | 23 | 90,45 | 32 | 115,67 | 41 | 131,25 |
| 6 | 3,71 | 15 | 69,04 | 24 | 91,20 | 33 | 117,75 | 42 | 132,15 |
| 7 | 21,68 | 16 | 74,57 | 25 | 94,79 | 34 | 118,48 | 43 | 132,76 |
| 8 | 27,86 | 17 | 75,35 | 26 | 95,13 | 35 | 119,29 | 44 | 136,27 |
| 9 | 37,41 | 18 | 76,81 | 27 | 105,53 | 36 | 119,81 | 45 | 136,83 |

5. В реальных условиях проектирования и эксплуатации ни массовые, ни жесткостные характеристики исследуемой конструкции не являются зафиксированными. На этапе проектирования возможны изменения проекта конструкции. Даже будучи незначительными, они изменяют M и C в (3) и (4), а значит, и собственные частоты, и формы собственных колебаний. Кроме того, в процессе работы часть материала из выбиваемого технологического груза оседает на корпусе машины, латентно изменяя матрицу M в этих же соотношениях с таким же эффектом. И, наконец,

не является строго фиксированной частота возбуждения ω^* . Таким образом, речь идет не о сравнении четких величин в (2), а их «размытых» аналогов:

$$(\omega_D^j \pm \Delta\omega_D^j) = \tilde{\omega}_D^j \approx \tilde{\omega}^* \cdot n = (\omega^* \pm \Delta\omega^*) \cdot n, \quad j, n = 1, 2, \dots \quad (5)$$

Степени «размытости» спектров $\Delta\omega_D^j$ и частоты возбуждения $\Delta\omega^*$ расширяют диапазоны, в которых возможно возникновение ударного резонанса. При этом следует разделить детерминированные, или определяемые (например, на этапе проектирования) и стохастические (например, на этапе изготовления машины и ее эксплуатации) составляющие $\Delta\omega_D^j$ и $\Delta\omega^*$. Первая составляющая может быть предметом управления, вторая – минимизации.

Анализ конкретного спектра корпуса исследуемой машины (см. рис. 7 и табл. 1) дает возможность в качестве потенциально опасных (с учетом выводов 1)-4), см. выше) выделить следующие частоты: № 8, № 9, № 11, № 12, № 13, № 14, № 19, № 26, № 29, № 30, № 31, № 40. При незначительных изменениях инерционно-жесткостных характеристик корпуса вибромашины, а также частоты вращения дебалансного привода ударные резонансы (или околорезонансные режимы) будут постоянно возбуждаться на этих формах.

Некоторые представления о формах колебаний, при которых возможны эти режимы, можно получить из табл. 2.

Как видно из представленных в табл. 2 форм, они достаточно разнообразны по локализации узлов и пучностей, а также по охвату отдельных (локальные) и многих (глобальные) элементов конструкции. Таким образом, для более четкого прогноза опасных зон в металлоконструкции корпуса необходимы дополнительные исследования.

Заключение. В работе представлен новый подход к определению опасных (с точки зрения возникновения ударного резонанса) режимов работы крупногабаритных тяжело нагруженных виброударных машин. В отличие от традиционных подходов к синтезу параметров виброударных машин, в данном случае в расчет принимается дополнительный важный фактор – возможность возникновения ударных резонансов на высоких частотах, которые кратны частоте нагружения. Данным частотам соответствуют формы колебаний, соответствующие упругому деформированию корпуса вибромашины. В отличие от известных методик, в работе виброударная машина рассматривается как дискретно-континуальная динамическая система, т.е. сочетающая характерные свойства и дискретной, и распределенной.

Данный подход дает возможность не только выявлять потенциально опасные режимы работы, но и ставить задачи: минимизации их влияния путем конструктивного изменения корпуса; отстройки от неблагоприятных режимов за счет изменения структуры и параметров корпуса; определения допустимых отклонений на те или иные конструктивные параметры в процессе их изготовления и на частоту вращения дебалансного привода.

Данные направления будут предметом дальнейших исследований.

Литература: 1. Горский А.И., *Расчет машин и механизмов автоматических линий литейного производства*. – М. Машиностроение, 1978. – 552 с. 2. Грабовский А.В. *Ударное взаимодействие и динамические процессы в виброударных машинах с частичным разрушением технологического груза: дис... кандидата техн. наук: 05.02.09 / Грабовский Андрей Владимирович*. – Харьков, 2010. – 181 с. 3. Барчан С. М. *Удосконалення методів розрахунку та конструкції вибивної транспортуючої машини для формувальних ліній крупного литва*: дис. канд. техн. наук: 05.02.02 / Барчан Євген Миколайович. – Маріуполь. – 2008. – 178 с. 4. Барчан С.М. *Удосконалення методів розрахунку та конструкції вибивної транспортуючої машини для формувальних ліній крупного литва* /С.М.Барчан, І.В. Артьомов, А.В. Грабовський // *Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР*. – 2010. – №19. – С. 18-39.

Транспортне машинобудування

5. Анализ динамических характеристик корпусов виброударных машин / И.В. Артемов, Ю.В. Костенко, А.В. Грабовский и др. // Вестник НТУ "ХПИ". Тем. вып.: Транспортное машиностроение. – 2010. – №38. – С. 110-115. 6. Грабовський А.В. Ударна взаємодія та динамічні процеси у віброударних машинах з частковим руйнуванням технологічного вантажу: задачі, методи, моделі / А.В. Грабовський, Ю.В. Костенко, І.В. Артемов // Вестник НТУ "ХПИ". Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2011. – № 22. – С. 24-39. 7. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара / Я.Г. Пановко. – М.: Наука, 1977. – 224 с.

Таблиця 2

Формы собственных колебаний корпуса вибромашины

| | | | | | | |
|----------------|----|-------|----|-------|----|-------|
| № час- тогы | 8 | Форма | 9 | Форма | 11 | Форма |
| № час- тогы | 12 | Форма | 13 | Форма | 14 | Форма |
| № час- тогы | 19 | Форма | 26 | Форма | 29 | Форма |
| № час- тогы | 30 | Форма | 31 | Форма | 40 | Форма |

Bibliography (transliterated): 1. Gorskij A.I., *Raschet mashin i mehanizmov avtomaticheskikh linij litejnogo proizvodstva.* – M. Mashinostroenie, 1978. – 552 s. 2. Grabovskij A.V. *Udarnoe vzaimodejstvie i dinamicheskie processy v vibroudarnyh mashinah s chastichnym razrusheniem tehnologicheskogo gruzha: dis... kandidata tehn. nauk: 05.02.09 / Grabovskij Andrej Vladimirovich.* – Harkiv, 2010. – 181 s. 3. Barchan Є. М. *Udoskonalennja metodiv rozrahunku ta konstrukcii vibivnoi transportujuchoi mashini dlja formuval'nih linij krupnogo litva : dis. kand. tehn. nauk : 05.02.02 / Barchan Єvgen Mikolajovich.* – Mariupol'. – 2008. – 178 s. 4. Barchan Є.М. *Udoskonalennja metodiv rozrahunku ta konstrukcii vibivnoi transportujuchoi mashini dlja formuval'nih linij krupnogo litva /Є.М. Barchan, I.V. Art'omov, A.V. Grabovs'kij // Visnik NTU “HPI”. Tem. vip.: Mashinoznavstvo ta SAPR.* – 2010. – №19. – S. 18-39. 5. *Analiz dinamicheskikh harakteristik korpusov vibroudarnyh mashin / I.V. Artemov, Ju.V. Kostenko, A.V. Grabovskij i dr. // Vestnik NTU “HPI”. Tem. vyp.: Transportnoe mashinostroenie.* – 2010. – №38. – S. 110-115. 6. *Grabovs'kij A.V. Udarna vzaemodija ta dinamichni procesi u vibroudarnih mashinah z chastkovim rujnuvannjam tehnologichnogo vantazhu: zadachi, metodi, modeli / A.V. Grabovs'kij, Ju.V. Kostenko, I.V. Art'omov // Vestnik NTU “HPI”. Tem. vyp.: Mashinovedenie i SAPR.* – 2011. – № 22. – S. 24-39. 7. *Panovko Ja.G. Vvedenie v teoriju mehanicheskogo udara / Ja.G. Panovko.* – M.: Nauka, 1977. – 224 s.

Артёмов І.В.

ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИЛОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ ВІБРОУДАРНИХ МАШИН

Досліджені власні частоти і форми коливань корпусів віброударних великогабаритних машин. Проведено аналіз спектру власних коливань корпусу вибивної машини. Визначені проблемні режими збудження при ударно-імпульсному навантаженні машини, що спричиняють ударний резонанс.

Artyomov I.V.

DYNAMIC CHARACTERISTICS OF POWER ELEMENTS OF VIBROIMPACT MACHINES

The own frequencies and oscillation modes of vibroimpact giant machines frames are investigated. The analysis of own oscillation spectrum of shake-out-machine frame is conducted. The problem modes of excitation are defined in machine shock-pulse loading, which cause shock resonance.

УДК 691.924

Ляшенко В.И.

АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ МАШИН С ВИБРАЦИОННЫМИ ПРИВОДАМИ

Введение. Исполнительные механизмы приводов вибрационных машин представляют собой достаточно сложные динамические устройства [1, 2], скомпонованные из двигателя, преобразующего электрическую, гидравлическую или пневматическую энергию источника в механическую; механической передачи, преобразующей параметры движения вала (штока) двигателя в требуемые параметры движения объекта управления; опорных устройств выходного вала.

Исполнительные механизмы, или как их еще называют исполнительные модули, совместно с информационно-управляющими и сенсорными устройствами или модулями образуют автоматическую систему [1]. Сочетание указанных модулей в конце 1970-х годов получило название «мехатроника» [2]. Мехатронные устройства нашли свое широкое применение в медицинской, космической, морской и наземной технике.

Повышение эффективности производства осуществляется по двум направлениям [2]:

- 1) совершенствование технологических процессов производства с использованием новейших достижений науки в конкретной области;
- 2) создание новых рациональных конструкций машин на основе детального исследования и анализа механизмов машин с применением новейших методов расчета.

В соответствии с большим разнообразием производственных машин, отличающихся друг от друга структурной схемой передачи энергии к рабочим органам, приводы можно разделить на три группы [2]: групповые; индивидуальные; многодвигательные. Групповые приводы, в которых заложен принцип механической передачи и распределения энергии от электродвигателя к рабочим или исполнительным звеньям, являются устаревшими. Современные машины, как правило, оборудованы индивидуальными приводами на каждый механизм с максимальным сокращением сложных трансмиссий и передач, что значительно повышает надежность машин и сокращает их металлоемкость.

Для осуществления необходимого движения и скоростного режима рабочих звеньев машины применяются соответствующие системы автоматического управления приводами [3]: пуск, торможение, реверс, изменение скорости, поддержание постоянных момента и скорости, автоматизация цикла и т. д. В настоящее время интенсификация производственных процессов немыслима без широкого внедрения автоматизированных систем приводов. В металлургических машинах применяются [4]: электрические; гидравлические; пневматические; гидропневматические приводы.

Основным типом привода в машинах металлургического производства, как и в других отраслях промышленности, является электрический привод. Электрический привод состоит из электродвигателя, комплекса аппаратуры для управления и промежуточной механической передачи для снижения скорости рабочего звена механизма. Благодаря высокому коэффициенту полезного действия, простоте конструкции и управления, надежности и экономичности в работе, возможности изготовления любой мощности электродвигателя электрический привод относится к наиболее распространенным приводам.

Для многих металлургических машин и механизмов нормальным является повторно-кратковременный режим их работы с частыми пусками, резкими реверсами, быстрыми остановками, а также широкий диапазон изменения скорости. От работы таких приводов в значительной мере зависит производительность машин, ее долговечность и надежность. Поэтому в таких машинах применяют специальные электродвигатели металлургического типа [5], обладающие высокими параметрами по механической прочности и перегрузочной способности и имеющие небольшие моменты инерции.

Гидравлический привод используется в механизмах, работающих в тяжелых условиях. По сравнению с электроприводом гидропривод обладает следующими преимуществами: плавное регулирование (бесступенчатое) скорости движения, большая перегрузочная способность, меньшая масса и габариты, снижение динамических нагрузок в механизме, отсутствие предохранительных устройств от перегрузки и др.

Пневматический привод характеризуется простотой конструкции, широким диапазоном регулирования скорости, небольшими габаритами и массой, плавностью работы. Однако его мало применяют из-за низкого к. п. д., высокой стоимости и др.

Перспективным является применение гидропневматических приводов, обладающих гибкостью управления и регулирования, отсутствием насосных установок.

Выше была приведена общая характеристика приводов, используемых на металлургических машинах. Далее необходимо рассмотреть машины и приводы из области, наиболее близкой к тематике данной статьи. Речь идет о машинах вибрационной обработки.

Анализ существующих машин. В начале семидесятых годов появились работы, в которых приводятся результаты обработки деталей на специальных вибрационных машинах. К таким машинам нужно отнести в первую очередь вибромашину с резонансным виброусилителем и установки с большими амплитудами колебаний [6], которые достигают 20 мм. Рабочим движением при виброабразивной обработке является колебательное перемещение абразивного инструмента относительно неподвижно закрепленных или свободно движущихся обрабатываемых деталей, которые подвергаются обработке в виброабразивной установке.

Вибрационный станок [7], содержащий упруго установленные на основании контейнер и вибратор, состоит из жестко связанного с контейнером корпуса, внутри которого расположен вертикальный вал с установленной на нем по скользящей посадке гильзой. Гильза смонтирована в размещенных в корпусе вибратора подшипниковых опорах. При этом в нижней части вибратора расположена с возможностью регулируемого изменения углового положения посредством фиксаторов пара балансных грузов, один из которых жестко связан с вертикальным валом, а другой жестко связан с гильзой. Причем, в верхней части вибратора расположены с возможностью регулируемого взаимного углового расположения посредством фиксаторов пара дебалансных грузов и стопорная муфта. С целью улучшения условий эксплуатации пара дебалансных грузов, расположенная в верхней части вибратора, свободно установлена на гильзе. Стопорная муфта жестко закреплена на последней, при этом фиксаторы выполнены в виде зубьев, расположенных на торцевых частях дебалансных грузов и стопорной муфты. К недостаткам данной конструкции можно отнести сложность ее кинематики.

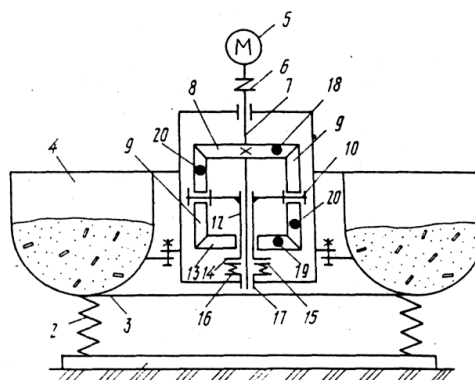
Станок [8] для вибрационной обработки деталей содержит барабан, установленный с возможностью поворота на роликовых опорах, размещенных на упруго установленной платформе с вибратором. С целью повышения производительности и качества обработки устройство снабжено закрепленным внутри барабана прямоугольным контейнером, стенки которого установлены с возможностью возвратно-поступательного перемещения и средством для закрепления обрабатываемых деталей, размещенных внутри контейнера. Детали и рабочую среду помещают в контейнер, которому сообщают колебания. При этом амплитуду и частоту колебаний изменяют в процессе обработки с помощью гибко регулируемого привода.

Устройство [9] для вибрационной обработки внутренних поверхностей деталей содержит упруго установленную на основании виброплатформу с вибратором и рабочим органом и привод вращения. Рабочий орган выполнен в виде двух цилиндрических контейнеров с расположенными на их наружных поверхностях функциональными катками. При этом привод вращения снабжен водилом, установленным перпендикулярно оси вращения вала привода, а контейнеры установлены на свободных концах водила посредством введенных в устройство опор вращения. Причем фрикционные катки кинематически связаны с вибро-платформой с возможностью обеспечения планетарного вращения контейнеров. При этом устройство снабжено механизмом регулирования угла наклона виброплатформы. К недостаткам данной конструкции можно отнести сложность ее кинематики, а именно наличие избыточных связей и как следствие – сложность в изготовлении.

Вибрационный станок [10] для обработки деталей содержит двигатель, упруго установленную на основании платформу с контейнером тороидальной формы, вибратор и разгрузочное устройство, выполненное в виде соединенной с контейнером цилиндрической горловины с крышкой. Станок снабжен дебалансным валом, соединенным с двигателем и размещенным в центральной отверстии камеры. Причем вал выполнен ступенчатым, а вибратор в виде двух дебалансов, один из которых жестко установлен на верхней ступени вала, второй выполнен с фиксатором и

установлен на его нижней ступени с возможностью переустановки относительно верхнего дебаланса. При этом горловина присоединена к контейнеру по касательной, а внутренний радиус горловины равен радиусу кривизны поперечного сечения тороидальных поверхностей контейнера. На торце нижней ступени дебалансного вала выполнены две дуговые вилки, предназначенные для контакта с фиксатором нижнего дебаланса. При этом последний выполнен в виде кулачка с дуговой выемкой, смонтированной на оси, размещенной в выполненном в нижнем дебалансе отверстии.

Представляет интерес устройство [11] для вибрационной обработки мелких массовых деталей путем обеспечения непрерывного изменения положения неуравновешенных масс в пространстве. Устройство для вибрационной обработки деталей состоит из основания 1 (рис. 1), на котором посредством пружин 2 закреплена платформа 3 с камерой 4. На платформе установлен электродвигатель 5, посредством муфты 6 соединенный с вибратором, состоящим из ведущего вала 7, на котором неподвижно посажено ведущее коническое колесо 8, входящее в зацепление с сателлитами 9, свободно установленными на цапфах 10 водила 11, имеющего полу ступицу 12, свободно установленную на ведущем валу 7. На ступице водила подвижно установлено ведомое коническое колесо 13, входящее в зацепление с сателлитами 9. Ступица со стороны ведомого конического колеса имеет фланец 14, взаимодействующий с регулируемым подпружиненным фрикционным элементом 15, для регулирования усилия прижатия, для которого служит фланец 16 со ступицей 17, связанной с платформой 3. Ведущее и ведомое конические колеса имеют неуравновешенные массы 18 и 19. Сателлиты также имеют неуравновешенные массы 20, центры которых лежат в одной плоскости, но по разные стороны цапф водила.



**Рис.1. Устройство для
вибрационной обработки
деталей**

Вращение от электродвигателя через муфту передается на ведущий вал вибратора с ведущим коническим колесом, которое передает вращение сателлитам и ведомому коническому колесу. В начальный момент водило неподвижно, поскольку оно удерживается подпружиненным фрикционным элементом. Возмущающие силы от неуравновешенных масс ведущего и ведомого конических колес действуют в горизонтальной плоскости, а возмущающие силы от неуравновешенных масс сателлитов создают момент, направление вектора которого изменяется в пространстве. Это происходит следующим образом. В момент времени, когда центры неуравновешенных масс находятся в осевой плоскости ведущего вала, совпадающей с плоскостью чертежа, возмущающий момент через водило и его ступицу передается на платформу, вызывая угловые колебания. При этом усилие прижатия фрикционного элемента к фланцу ступицы водила должно создавать момент трения меньше момента вращения от возмущающих сил неуравновешенных масс сателлитов. Кроме того, дополнительный периодический поворот водила, складываясь с поворотом сателлитов, изменяет угловую скорость ведомого конического колеса. Таким образом, ведомое коническое колесо вращается с переменной угловой скоростью, т.е. происходит изменение по величине и направлению равнодействующих возмущающих сил неуравновешенных масс ведущего и ведомого конических колес. В результате действия возмущающих силовых факторов, переменных по направлению и величине, платформа с рабочей камерой совершает сложные пространственные колебания.

Вращение от электродвигателя через муфту передается на ведущий вал вибратора с ведущим коническим колесом, которое передает вращение сателлитам и ведомому коническому колесу. В начальный момент водило неподвижно, поскольку оно удерживается подпружиненным фрикционным элементом. Возмущающие силы от неуравновешенных масс ведущего и ведомого конических колес действуют в горизонтальной плоскости, а возмущающие силы от неуравновешенных масс сателлитов создают момент, направление вектора которого изменяется в пространстве. Это происходит следующим образом. В момент времени, когда центры неуравновешенных масс находятся в осевой плоскости ведущего вала, совпадающей с плоскостью чертежа, возмущающий момент через водило и его ступицу передается на платформу, вызывая угловые колебания. При этом усилие прижатия фрикционного элемента к фланцу ступицы водила должно создавать момент трения меньше момента вращения от возмущающих сил неуравновешенных масс сателлитов. Кроме того, дополнительный периодический поворот водила, складываясь с поворотом сателлитов, изменяет угловую скорость ведомого конического колеса. Таким образом, ведомое коническое колесо вращается с переменной угловой скоростью, т.е. происходит изменение по величине и направлению равнодействующих возмущающих сил неуравновешенных масс ведущего и ведомого конических колес. В результате действия возмущающих силовых факторов, переменных по направлению и величине, платформа с рабочей камерой совершает сложные пространственные колебания.

Главным недостатком данной конструкции является сложность изготовления конических колес со смещенным центром тяжести и, как следствие, малая ремонтпригодность привода.

Устройство [12] для вибрационной обработки деталей свободным абразивом содержит упруго установленный контейнер и дебалансный вибровозбудитель.

Контейнер выполнен сферическим и снабжен центральной вертикальной балкой, на которой в верхней части шарнирно установлен привод с дебалансным вибровозбудителем с возможностью углового колебательного движения.

Вибрационный станок (рис. 2) состоит из упругих элементов 1, на которых установлен сферический контейнер 2. Внутри контейнера смонтирована центральная вертикальная балка 3, на верхнем конце которой закреплен посредством шарнира 4 привод (электродвигатель) 5 с дебалансным вибровозбудителем 6, с возможностью угловых колебаний, определяемых ограничителем 7. В контейнер 2 засыпается рабочая среда 8 совместно с деталями 9. Работает станок следующим образом. После запуска электродвигателя 5 под действием вибровозбудителя 6 контейнер 2 приобретает колебательное движение совместно с рабочей средой 8 и обрабатываемыми деталями 9. Поскольку электродвигатель 5 с вибровозбудителем 6 установлен на балке 3 шарнирно, то они будут совершать и угловые колебания, передаваемые через ограничитель 7 и балку 3 контейнеру 1 в виде импульса, что интенсифицирует процесс движения рабочей среды 8.

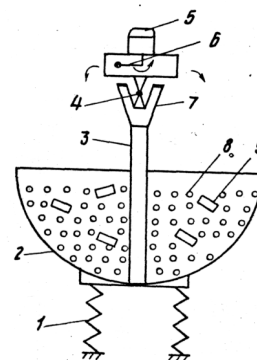


Рис. 2

Устройство для
вибрационной
обработки
деталей

Технические преимущества данного вибрационного станка заключаются в том, что достигнуто интенсифицированное перемещение рабочей среды за счет колебаний электродвигателя с вибровозбудителем; снижена устойчивость контейнера относительно основания, поскольку двигатель с вибровозбудителем установлены выше центра тяжести станка; исключено загрязнение электродвигателя и вибровозбудителя рабочей средой или жидкостью, поскольку они расположены выше уровня последних.

На рис. 3 представлена виброцентробежная установка, состоящая из рабочей камеры 1, снабженной механизмами вертикального перемещения 2, шарнирно установленной в поворотном кольце 3, которая приводится в сложное колебательное движение приводным механизмом. Механизм привода задает водилу 4 через кривошип 5 вращательное или плоскопараллельное движение, которое при помощи карданного подвеса преобразуется в двухкомпонентные угловые колебания рабочей камеры.

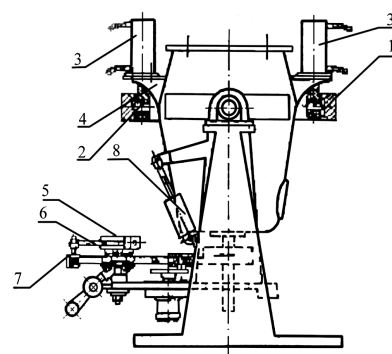


Рис. 3.

Виброцентробежная

В представленной конструкции величина центробежных сил изменяется от 0 у центра рабочей камеры до максимума у периферии, что не позволяет в полной мере использовать

положительное влияние центробежных сил на процесс обработки.

Устройство [14] для виброцентробежной обработки (рис. 4) имеет привод, два полубарабана, свободно установленных на цилиндрической вставке, ування, 2011, № 2

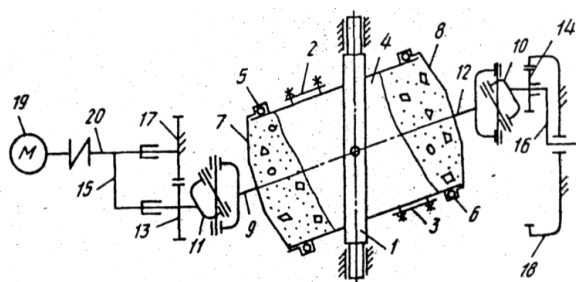


Рис. 4. Установка для
виброцентробежной
обработки [14]

закрепленной в карданном подвесе. Полубарабаны посредством карданных передач кинематически связаны с сателлитами планетарных зубчатых механизмов, причем один сателлит связан внешним зацеплением с неподвижным, центральным колесом, а другой - внутренним зацеплением с неподвижным центральным колесом. Размещение полубарабанов с возможностью вращения в цилиндрической вставке и соединение их при помощи карданных передач с сателлитами планетарных зубчатых передач (механизмов) обеспечивает встречное вращение полубарабанов. Установка цилиндрической вставки в карданном подвесе обеспечивает колебательное движение вставки, при котором ее ось описывает конус, в результате чего при помощи карданной передачи, сателлита и неподвижного центрального колеса приводится во вращение второй полубарабан. Таким образом, для привода двух полубарабанов используется лишь один привод.

Устройство состоит из установленной в карданном подвесе 1 и снабженной загрузочным 2 и выгрузочным 3 люками цилиндрической вставки 4. С торцов вставки 4 подвижно установлены при помощи опор 5 и 6 полубарабаны 7 и 8, снабженные валами 9 и 10. Валы 9 и 10 при помощи карданных передач 11 и 12 кинематически связаны с сателлитами 13 и 14, подвижно установленными на водилах 15 и 16. Сателлит 13 внешним зацеплением связан с неподвижным центральным колесом 17, а сателлит 14 внутренним зацеплением связан с неподвижным центральным колесом 18. Водило 15 приводится во вращение электродвигателем 19 и ведущим валом 20, с которым водило 15 соединено жестко. Использование в качестве привода полубарабанов 7 и 8 планетарных механизмов 13-17 с внешним зацеплением и 14-18 с внутренним зацеплением обеспечивает встречное движение полубарабанов 7 и 8. Устройство работает следующим образом. Обрабатываемая среда и детали загружаются через люк 2 в рабочий объем, образованный цилиндрической вставкой 4 и полубарабанами, после чего закрывается люк 2 и включается электродвигатель 19. Вращение от электродвигателя 19 передается ведущему валу 20 и водилу 15, в результате чего сателлит 13, обгоняя неподвижное колесо 17, вращается вокруг своей оси, передавая это движение через карданную передачу 11 полубарабану 7. Вращательное движение водила 15 посредством передачи 13-17 и карданного подвеса 1 преобразуется в колебательное движение цилиндрической вставки 4, при котором ось цилиндрической вставки 4 описывает конус, в результате чего при помощи карданной передачи 12, сателлита 14 и неподвижного центрального колеса 18 преобразуется во вращательное движение полубарабана 8. Направление этого движения противоположно направлению вращения полубарабана 7.

Машина [15] для центробежной абразивной обработки деталей содержит водило в виде диска с расположенными по окружности гнездами. Водило смонтировано с возможностью вращения вокруг неподвижной горизонтальной оси и соединено с планетарным механизмом вращения, который включает в себя центральное зубчатое колесо, закрепленное на оси водила, и приводные контейнеры со съемной торцевой крышкой, установленные с возможностью вращения в гнездах водила. С целью повышения работоспособности и долговечности оно снабжено двумя электромагнитными муфтами, ременной передачей с ведущими и ведомыми шкивами и приводным валом, расположенным параллельно оси водила. Причем центральное зубчатое колесо планетарного механизма выполнено заодно с ведомым шкивом ременной передачи и свободно установлено на оси водила с возможностью фиксации на нем электромагнитной муфты, жестко соединенной с осью водила. А ведущий шкив ременной передачи свободно установлен на приводном валу с возможностью фиксации на нем второй электромагнитной муфты, жестко закрепленной на приводном валу. Внутренняя полость контейнеров выполнена с эксцентриситетом.

Устройство [16] для обработки деталей содержит корпус с размещенным в нем с возможностью вращения валом и ротором, заполненным свободным абразивом и держателями для обрабатываемых деталей. Дополнительно оно снабжено валом с тормозным устройством, расположенным параллельно валу ротора с эксцентриситетом по отношению к нему и установленным на дополнительном валу барабаном с держателями для обрабатываемых деталей. Причем внутри ротора расположена закрепленная чаша с отверстием в обечайке для прохода держателей с обрабатываемыми деталями.

Станок центробежный [17] содержит неподвижный кольцевой корпус, вращающееся дно и приспособления для установки деталей. Станок снабжен узлом вертикального перемещения приспособления для установки деталей. Приспособление выполнено в виде эластичных шнуров. При этом конец верхнего шнура связан с введенной в станок пружиной, а нижний шнур установлен с возможностью намотки.

Устройство [18], предназначенное для центробежной объемной обработки деталей, содержит размещенный на станине контейнер чашеобразной формы, установленный с возможностью вращения. В центральной части контейнера расположен выступ с ребрами и лопатки с отверстиями на них, выполненные из листового материала и установленные на станине с возможностью прилегания одной из кромок к стенке контейнера.

Центробежный станок [19] состоит из неподвижного корпуса и вращающегося дна, установленного с возможностью вертикального перемещения. Корпус выполнен в виде двух кольцевых обечаек разного диаметра, жестко соединенных между собой конусной обечайкой. При этом кольцевая обечайка меньшего диаметра расположена в нижней части корпуса.

В центробежно-планетарных машинах контейнеры движутся планетарно: вращаются вокруг собственных осей и относительно центральной оси. Предусматривается, как правило, несколько контейнеров, иначе подобная машина становится источником низкочастотных колебаний. Поскольку центробежные силы, действующие на загружаемые детали и абразив, превышают по величине гравитационные силы на порядок и более, для работы таких установок несущественно расположение центральной оси в вертикальной или в горизонтальной плоскости. Требуемое соотношение между частотами вращения барабанов вокруг собственной и центральной осей обеспечивается специальными кинематическими цепями или отдельными приводами [20].

Центробежно-планетарная установка [15] для абразивной обработки деталей содержит вращающиеся контейнеры и корпус, в котором установлено водило с шарнирно вмонтированными шпинделями контейнеров, расположенными под углом к оси водила. Для упрощения конструкции и повышения надежности установка снабжена кольцом, установленным в корпусе, и бандажами, смонтированными на шпинделях. При этом внутренняя поверхность кольца и наружная поверхность бандажей, контактирующих между собой, выполнены под углом к оси водила, а продолжение образующих указанных поверхностей и осей шпинделей совмещены в одной точке на оси водила. Причем контейнеры расположены в гнездах, выполненных в шпинделях.

Планетарный центробежный станок [21] предназначен для обработки деталей свободным абразивом. Станок снабжен узлом фиксированного поворота контейнеров, выполненным в виде установленных с возможностью перемещения полумуфт с вилками, смонтированных на радиально расположенных в горизонтальной плоскости осях, установленных на водиле, несущих неподвижные муфты, смонтированные с возможностью взаимодействия с полумуфтами вилок. При этом контейнеры установлены в упомянутых вилках и снабжены разъемными крышками, одна половина которых выполнена перфорированной, а другая установлена с возможностью продольного перемещения на

введенной в станок направляющей.

Машина [22] предназначена для центробежно-планетарной обработки деталей. В ее корпусе расположено водило, несущее подвижную и неподвижную платформы со шпинделями для размещения съемных контейнеров. С целью повышения надежности машина снабжена рычагом с вертикальной стойкой, несущей захват для контейнеров. При этом рычаг смонтирован на корпусе с возможностью качания в горизонтальной плоскости посредством введенного в устройство шарнира. Захваты установлены с возможностью поворота вертикальной поверхности и снабжены раздвижными губками, предназначенными для размещения в кольцевом зазоре, предусмотренном между стенкой контейнера и его торцевыми обечайками.

В центробежно-ротационных установках контейнер имеет вертикальную ось и выполняется составным. Он содержит вращающееся дно и неподвижную обечайку, образующую стенки контейнера.

Как следует из обзора существующих машин и приводов металлургического оборудования и, в частности, зачистных установок, работоспособность, долговечность, надежность и эффективность различных машин неодинакова. В представленную ниже табл. 1 были занесены обобщенные данные по наиболее распространенным вибрационным машинам, в которых в качестве движущей силы используется механическая энергия привода.

Таблица 1

Механические характеристики приводов различных зачистных машин

| № п п | Приводы машин | Характеристики машин | | | | |
|-------------|-------------------------|---------------------------|-----------------------|-----------------|--------------|-------------|
| | | Стойкость рабочих органов | Надежность кинематики | Универсальность | Безвредность | Бесшумность |
| 1 | Вибрационный | 0 | -1 | +1 | 0 | - 1 |
| 2 | Виброшпиндельный | 0 | 0 | 0 | 0 | - 1 |
| 3 | Импеллерный | -1 | 0 | 0 | +1 | - 1 |
| 4 | Центробежно-планетарный | -1 | 0 | 0 | +1 | 0 |

Примечание: в таблице под знаком "+1" подразумевается высокое значение, под знаком "-1" низкое значение, знак "0" означает среднее значение рассматриваемых характеристик.

Вопросам исследования кинематики виброприводов машин, а следовательно и исследованиям стойкости рабочих органов машин посвящен целый ряд работ [23]. Они основываются и неразрывно связаны с выявленными основными закономерностями, наблюдаемыми в процессе исследования машин и раскрыты в работах А.П. Бабичева [11], Л.А. Глейзера [24], В.Н. Кашеева [25] и других работах.

Выводы. Анализ современных работ по вибрационным машинам показывает, что на данном этапе еще нет универсальных машин, которые при всех достоинствах

процесса обработки показывали бы высокие результаты в надежности и долговечности рабочих органов и приводов в частности. Все это происходит потому, что во время построения новой машины, досконально изучаются лишь процессы, происходящие в рабочей камере машины во время ее работы.

Литература: 1. Алферов В.И. Центробежно–ротационные каскадные установки для обработки деталей / В.И. Алферов, В.О. Трилисский // Вестник машиностроения.– 1987.– № 4, – С. 64–65. 2. Ананьев И.В. Справочник по расчету собственных колебаний упругих систем / И.В. Ананьев. – М.: ОГИЗ, 1946. – 224 с. 3. Андреев А.В. Расчет деталей машин при сложном напряженном состоянии / А.В. Андреев. – М.: Машиностроение, 1981. – 216 с. 4. Анурьев В.И. Справочник конструктора–машиностроителя / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 1979. – 1844 с. 5. Динамика машин и управление машинами: Справочник / В.К.Асташев, В.И. Бабицкий, И.И.Вульфсон и др. / Под ред. Г.В. Крейнина. – М.: Машиностроение, 1988. – 240 с. 6. А.с. 4838193/08 СССР, 5В24В 31/06. Устройство для вибрационной обработки / Б.И. Лугинин, В.М. Роговой (СССР).– № 1824294; Заявлено 1990; Оpubл. 1993, Бюл. №24. 7. А.с. 1657352 СССР, 5В24В 31/073. Вибрационный станок / А.П. Бабичев, В.С. Сердюков, М.А. Тamarin, И.Г. Варламов, А.А. Романов (СССР).– № 1657352; Заявлено 1988; Оpubл. 1991, Бюл. №23. 8. А.с. 4890222/08 СССР, 5В24В 31/06. Устройство для вибрационной обработки / Р.М. Халимулин (СССР).– № 1808665; Заявлено 1990; Оpubл. 1993, Бюл. №14. 9. А.с. 4887536/08 СССР, 5В24В 31/06. Устройство для вибрационной обработки / Б.И. Лугинин, В.М. Роговой, А.П. Бабичев, № 1818203; Заявлено 1990; Оpubл. 1993, Бюл. №20. 10. А.с. 5002253/08 СССР, 5В24В 31/073. Вибрационный станок / А.А. Черноземов, № 2014204; Заявлено 1991; Оpubл. 1994, Бюл. №11. 11. А.с. 4653478/08 СССР, 5В24В 31/073. Устройство для вибрационной обработки / А.П. Бабичев, В.М. Мороз, Н.В. Пикула, А.М. Кондратюк, С.Б. Пикула (СССР).– № 1689038; Заявлено 1989; Оpubл. 1991, Бюл. №41. 12. А.с. 5006055/08 СССР, 5В24В 31/06. Вибрационный станок / Р.М. Халимулин (СССР). – . №2005048; Заявлено 1991; Оpubл. 1993, Бюл. №47. 13. Вибрационные станки для обработки деталей / Бабичев А.П., Трунин В.Б., Самодумский Ю.М., Устинов В.П.– М.: Машиностроение, 1988.– 165с. 14. А.с. 4873752/08 СССР, 5В24В 31/108. Устройство для виброцентробежной обработки / В.М. Мороз, Н.В. Пикула (СССР).– № 17810084; Заявлено 1990; Оpubл. 1992, Бюл. №46. 15. А.с. 3619918/08 СССР, 5В24В 31/104. Центробежно–планетарная установка / Е.С. Первушин, В.А. Дьячков, М.Ф. Кузьмин, Х.М. Муртазин (СССР).– № 1652044; Заявлено 1983; Оpubл. 1991, Бюл. №20. 16. А.с. 97108492/02 СССР, 5В24В 31/104. Устройство для обработки деталей в центробежно-уплотненной среде / М.И. Ильин, С.В. Портнов (СССР).– № 2147505; Заявлено 1997; Оpubл. 2000, Бюл.

- №11. 17. А.с. 4884901/08 СССР, 5В24В 31/104. Устройство для вибрационной обработки / Р.М. Халимулин, Ф.С. Юнусов, Р.Р.Исмагилов (СССР).– № 2014983; Заявлено 1990; Оpubл. 1994, Бюл. №12. 18. А.с. 4398479/08 СССР, 5В24В 31/104. Устройство для центробежной объемной обработки / В.В. Кисляков (СССР).– № 2009858; Заявлено 1991; Оpubл. 1994, Бюл. №6. 19. А.с. 4926268/08 СССР, 5В24В 31/104. Устройство для вибрационной обработки / Р.М. Халимулин, Ф.С.Юнусов, Р.Р.Исмагилов (СССР).– № 2011508; Заявлено 1991; Оpubл. 1994, Бюл. №8. 20. Ситников Б.Т., Алферов В.Н., Михеев И.И. Обработка деталей в центробежно–ротационных установках // Вестник машиностроения.– 1986.– №2.– с.78–79. 21. А.с. 4668400/08 СССР, 5В24В 31/104. Планетарный центробежный станок / И.В. Танасюк, А.П. Бурмистенков, В.А.Ломака, В.В. Пономаренко (СССР).– № 1703411; Заявлено 1989; Оpubл. 1991, Бюл. №1. 22. А.с. 4944571/08 СССР, 5В24В 31/104. Устройство для центробежно–планетарной обработки деталей / Е.С. Первухин, М.Ф. Кузьмин, В.Ф. Фролов (СССР).– № 2022764; Заявлено 1991; Оpubл. 1994, Бюл. №21. 23. Зарубежное оборудование для отделочно–зачистной обработке деталей высокопроизводительными методами.– М.: Машиностроение, 1986.– 37с. 24. Глейзер Л.А. О сущности процесса круглого шлифования / Л.А. Глейзер // Вопросы точности в технологии машиностроения.– М., 1959. – С.5-24. 25. Кащеев В.Н. Абразивное разрушение твердых тел / В.Н. Кащеев. – М.: Наука, 1990.– 247с.

Bibliography (transliterated): 1. Alferov V.I. Centrobezhno–rotacionnye kaskadnye ustanovki dlja obrabotki detalej / V.I. Alferov , V.O. Trilisskij // Vestnik mashinostroenija.– 1987.– № 4, – S. 64–65. 2. Anan'ev I.V. Spravochnik po raschetu sobstvennyh kolebanij uprugih sistem / I.V. Anan'-ev. – М.: OGIZ, 1946. – 224 s. 3. Andreev A.V. Raschet detalej mashin pri slozhnom naprja-zhenom sostojanii / A.V. Andreev. – М.: Mashinostroenie, 1981. – 216 s. 4. Anur'ev V.I. Spravochnik konstruktora–mashinostroitelja / V.I. Anur'ev. – М.: Mashinostroenie, 1979. – 1844 s. 5. Dinamika mashin i upravlenie mashinami: Spravochnik / V.K.Astashev, V.I.Babickij, I.I.Vul'fson i dr. / Pod red. G.V.Krejnina. – М.: Mashinostroenie, 1988. – 240 s. 6. А.с. 4838193/08 SSSR, 5V24V 31/06. Ustrojstvo dlja vibracionnoj obrabotki / B.I. Luginin, V.M. Rogovoj (SSSR).– № 1824294; Zajavleno 1990; Opubl. 1993, Bjul. №24. 7. А.с. 1657352 SSSR, 5V24V 31/073. Vibracionnyj stanok / A.P. Babichev, V.S. Serdjukov, M.A. Tamarin, I.G. Varlamov, A.A. Romanov (SSSR).– № 1657352; Zajavleno 1988; Opubl. 1991, Bjul №23. 8. А.с. 4890222/08 SSSR, 5V24V 31/06. Ustrojstvo dlja vibracionnoj obrabotki / R.M. Halimulin (SSSR).– № 1808665; Zajavleno 1990; Opubl. 1993, Bjul. №14. 9. А.с. 4887536/08 SSSR, 5V24V 31/06. Ustrojstvo dlja vibracionnoj obrabotki / B.I. Luginin, V.M. Rogovoj, A.P. Babichev, №

1818203; Zajavleno 1990; Opubl. 1993, Bjul. №20. 10. A.s. 5002253/08 SSSR, 5V24V 31/073. Vibracionnyj stanok / A.A. Chernozemov, № 2014204; Zajavleno 1991; Opubl. 1994, Bjul. №11. 11. A.s. 4653478/08 SSSR, 5V24V 31/073. Ustrojstvo dlja vibracionnoj obrabotki / A.P. Babichev, V.M. Moroz, N.V. Pikula, A.M. Kondratjuk, S.B. Pikula (SSSR).– № 1689038; Zajavleno 1989; Opubl. 1991, Bjul. №41. 12. A.s. 5006055/08 SSSR, 5V24V 31/06. Vibracionnyj stanok / R.M. Halimulin (SSSR).– №2005048; Zajavleno 1991; Opubl. 1993, Bjul. №47. 13. Vibracionnye stanki dlja obrabotki detalej / Babichev A.P., Trunin V.B., Samodumskij Ju.M., Ustinov V.P.– M. Mashinostroe-nie, 1988.– 165s. 14. A.s. 4873752/08 SSSR, 5V24V 31/108. Ustrojstvo dlja vibrocentrobezh-noj obrabotki / V.M. Moroz, N.V. Pikula (SSSR).– № 17810084; Zajavleno 1990; Opubl. 1992, Bjul. №46. 15. A.s. 3619918/08SSSR, 5V24V 31/104. Centrobezhno–planetarnaja usta-novka / E.S. Pervushin, V.A. D'jachkov, M.F. Kuz'min, H.M. Murtazin (SSSR).– № 1652044; Zajavleno 1983; Opubl. 1991, Bjul.№20. 16. A.s. 97108492/02 SSSR, 5V24V 31/104. Ustrojst-vo dlja obrabotki detalej v centrobezhno-uplotnennoj srede / M.I. Il'in, S.V. Portnov (SSSR).– № 2147505; Zajavleno 1997; Opubl. 2000, Bjul. №11. 17. A.s. 4884901/08 SSSR, 5V24V 31/104. Ustrojstvo dlja vibracionnoj obrabotki / R.M. Halimulin, F.S Junusov, R.R.Ismagilov (SSSR).– № 2014983; Zajavleno 1990; Opubl. 1994, Bjul. №12. 18. A.s. 4398479/08 SSSR, 5V24V 31/104. Ustrojstvo dlja centrobezhnoj ob#emnoj obrabotki / V.V Kisljakov (SSSR).– № 2009858; Zajavleno 1991; Opubl. 1994, Bjul. №6. 19. A.s. 4926268/08 SSSR, 5V24V 31/104. Ustrojstvo dlja vibracionnoj obrabotki / R.M. Halimulin, F.S.Junusov, R.R.Ismagilov (SSSR).– № 2011508; Zajavleno 1991; Opubl. 1994, Bjul. №8. 20. Sitnikov B.T., Alferov V.N., Miheev I.I. Obrabotka detalej v centrobezhno–rotacionnyh ustanovkah // Vestnik mashinostroenija.– 1986.– N2.– s.78–79. 21. A.s. 4668400/08 SSSR, 5V24V 31/104. Planetarnyj centrobezhnyj stanok / I.V. Tanasjuk, A.P. Burmistenkov, V.A.Lomaka, V.V. Ponomarenko (SSSR).– № 1703411; Zajavleno 1989; Opubl. 1991, Bjul. №1. 22. A.s. 4944571/08 SSSR, 5V24V 31/104. Ustrojstvo dlja centrobezhno–planetarnoj obra-botki detalej / E.S. Pervuhin, M.F. Kuz'min, V.F. Frolov (SSSR).– № 2022764; Zajavleno 1991; Opubl. 1994, Bjul. №21. 23. Zarubezhnoe oborudovanie dlja otdelchno–zachistnoj obra-botke detalej vysokoproizvoditel'nymi metodami.– M.: Mashinostroenie, 1986.– 37s. 24. Glejzer L.A. O suwnosti processa kruglogo shlifovanija / L.A. Glejzer // Voprosy tochnosti v tehnologii mashinostroenija.– M., 1959. – S.5-24. 25. Kaweev V.N. Abrazivnoe razrushenie tverdyh tel / V.N. Kaweev. – M.: Nauka, 1990.– 247s.

Ляшенко В.І.

АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ МАШИН З ВІБРАЦІЙНИМИ ПРИВОДАМИ

Наведений детальний аналіз існуючих машин з вібраційними приводами. Вказані їх достоїнства і недоліки.

Liashenko V.I.

ANALYSIS OF EXISTING MACHINES WITH VIBRATORY DRIVING GEARS
The detailed analysis of existent machines is resulted with oscillation drives. Their dignities and failings are indicated.

УДК 621. 221

Панамарьова О. Б.

УЗАГАЛЬНЕНИЙ КРИТЕРІЙ ДЛЯ ОЦІНКИ ПОКАЗНИКІВ ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ ГІДРОАГРЕГАТА ЖИВЛЕННЯ ГІДРОСИСТЕМ

Вступ. Проектування гідроагрегата живлення (ГАЗ) високого технічного рівня – комплексний і багатоаспектний процес, при якому базові значення технічних показників повинні відповідати значенням, які характеризують його технічне вдосконалення. Керування технічним рівнем на стадії проектування зводиться до вибору раціональних параметрів або рішенням задач оптимізації. Останнє виконується за рахунок розрахунку чи вибору параметрів ГАЗ або його елементів по одному чи за декількома критеріями, які є суттєвими для забезпечення відповідності необхідним показникам технічного рівня при заданих обмеженнях і граничних умовах. Наявність узагальнених критеріїв технічної ефективності дає можливість при проектуванні значно скоротити кількість варіантів конструкції ГАЗ, відкидаючи вже на попередніх стадіях інженерної розробки «слабкі» рішення, зосередив увагу на найбільш ефективних варіантах.

Огляд літературних джерел. Оцінка технічного рівня і якості ГАЗ являє собою сукупність операцій, які включають вибір номенклатури показників якості, визначення значень цих показників і зіставлення їх з базовими.

Для порівняльної характеристики технічного рівня техніки (ГАЗ) необхідний комплекс показників, який дозволяє зіставити її ефективність по різним параметрам. Ці параметри можна розбити на наступні групи [1]:

1) показники умов застосування техніки (ГАЗ); 2) технічні характеристики (тиск, витрата РР); 3) енерго-механічні параметри (тип енергії, потужність двигуна, крутний момент, ККД, потужність на одиницю маси); 4) експлуатаційні показники (надійність, простота обслуговування та ремонту); 5) габаритні розміри; 6) вимоги безпеки, комфортності, охорони праці та довкілля; 7) техніко-економічні данні (вартість, ремонтпридатність, складність виготовлення).

В статті [1] також запропоновано узагальнений безрозмірний критерій технічної ефективності гідромашини

$$k_{\text{те}} = \frac{M}{pV} = \frac{N}{\omega p V_{\text{ГМ}}} = \frac{V_p}{2\pi V}, \quad (1)$$

де M – крутний момент; N – потужність ГАЗ; V_p – робочий об'єм гідромашини; $V_{\text{ГМ}}$ – загальний об'єм гідромашини; p – тиск РР; ω – кутова

швидкість.

Цей критерій не дозволяє оцінити відмінності гідромашин за тиском та кутовою швидкістю, що важливо для порівняльного аналізу та при оцінюванні гідромашини. Однак цей критерій дозволяє оцінювати технічний рівень ГАЖ за дуже загальними ознаками.

Весь перелік показників, які характеризують якість гідравлічних агрегатів та пристроїв, які наведено в роботах [2], [3] неможливо врахувати одночасно при оцінюванні технічного рівня ГАЖ. Найбільш інформативна попередня оцінка їх технічного рівня виконується по одиничним і питомим показникам. За основні критерії якості ГАЖ прийнято енергетичні, масогабаритні, техніко-економічні і показники надійності. При цьому застосовуються питомі показники маси і енергоємності в якості базових показників їх технічного рівня. Питома енергоємність є критерієм, за допомогою якого можна оцінити тиск, ККД, частоту обертання вихідного валу насосу через їх пропорціональність. Питома маса відображає масові і габаритні показники ГАЖ. Масогабаритні показники для об'ємного насосу ГАЖ розраховують за залежністю [4]

$$k_m = \frac{m_n p^{0,75}}{p^{1,75} q_n^{1,5}}, \quad (2)$$

де m_n – маса насосу, кг; p – максимальний тиск, МПа; q_n – подача насосу, л/хв.

Комплексний критерій якості, пов'язаний з енергетичними та експлуатаційними показниками [5] застосовується для оцінки технічного рівня ГАЖ, як джерела гідравлічної енергії і розраховується за залежністю

$$k_p = \frac{NT}{C\varphi\Sigma B}, \quad (3)$$

де N – потужність ГАЖ; T, C – ресурс і вартість ГАЖ; $\varphi = 1 - \eta$ – коефіцієнт втрат потужності; η – ККД ГАЖ; ΣB – сумарні експлуатаційні витрати.

Але при застосуванні цього показника виникають складності у визначенні експлуатаційних витрат через різницю ККД, показників надійності в залежності від видів елементів, з яких збудовано ГАЖ, режимів експлуатації, систем технічного обслуговування і ремонту.

В роботі [6] для оцінки технічного рівня запропоновано критерій передачі енергії, в якому можливо врахувати інтенсивність роботи, ресурс, питому масу

$$k_m = \frac{NT_\Gamma}{m_{\Gamma a}}, \quad (4)$$

де N – потужність ГАЖ; T_r – гарантійний термін роботи ГАЖ; m_{ra} – маса ГАЖ, кг.

В роботі [7] для оцінки технічного рівня виробу пропонується використання критерію, який дозволяє цілком формалізувати вибір узагальненої цільової функції і вагових коефіцієнтів окремих критеріїв при вирішенні задач векторної оптимізації. Такий критерій – це імовірність безвідмовної роботи, яку можна записати у вигляді:

$$P_t(x) = P\{Y_j(x, t) \geq a_j, j = \bar{1}, \bar{m}, \forall t \in [0, T]\} \quad (5)$$

де $Y_j(x, t)$ – випадкове значення j -го вихідного параметру в момент часу t , с; $x = [x_1, \dots, x_n]^T$ – вектор номінального значення параметрів елементів; T – заданий час роботи ГАЖ; a_j – технічна вимога на j -й вихідний параметр, що задається умовами робото придатності виробу.

Користування цим критерієм є не зручним через складність обчислення.

В статті [8] наведено перелік показників технічного рівня та комплексний критерій ефективності для гідромоторів, який має свою специфіку і не може бути цілком застосований для оцінки технічного рівня ГАЖ.

Одним з головних компонентів ГАЖ є насос, який найбільш впливає на якість його роботи. Для базових показників якості насосу можна виділити ще ряд показників-критеріїв, що відображають різні характеристики його функціонування та залежать від його типу. Це можуть бути коефіцієнт нерівномірності, що характеризує пульсації подачі насосу, витоки через торцеві, радіальні зазори, в залежності від типу насосу. А також гідромеханічні втрати, втрати на рідинне тертя і тертя ковзання. Тип конструкції і розміри вузла нагнітання насосу обумовлюють розмір тиску нагнітання, пульсації тиску і витрати РР, що визначає частоти і рівень шуму, що випромінюється. Так для шестерного насосу теоретична нерівномірність витрати δ_n має пульсуючий характер та визначається за залежністю [9]

$$\delta_n = \frac{t^2/4}{r_r^2 - r^2 - t^2/12}, \quad (6)$$

де t – основний крок; r_r – радіус виступів; r – радіус початкового кола.

Коливання витрати РР на виході із насосу, внаслідок опору потоку РР у ГАЖ, викликають, відповідні цим коливанням, пульсації тиску, частота яких визначається за залежністю

$$f = \omega \cdot z, \quad (7)$$

де ω – частота обертання вала насоса; z – кількість робочих органів насоса.

Також для шестерного насоса за показник-критерій можна прийняти витоки [4] і стисканням РР.

З проведеного аналізу літературних джерел видно, що існує велика кількість показників технічного рівня за допомогою яких можна проводити оцінювання ГАЖ. Але вибір оптимального комплексу показників є складним багатофакторним завданням. Існує потреба в створенні узагальненого критерія для визначення технічного рівня ГАЖ з врахуванням оптимальної кількості показників, які несуть різносторонню, максимальну інформативність стосовно його технічних параметрів, умов експлуатації, ремонту тощо.

Мета і постановка задачі. Метою даної статті є розробка узагальненого критерію для оцінки технічного рівня ГАЖ.

Узагальнений критерій для оцінки технічного рівня ГАЖ. Для визначення пріоритетності показників якості ГАЖ, можливо вирішити шляхом декомпозиції його на рівні, які визначають ієрархію гідроагрегатів і гідроелементів по впливу на значення його базових показників якості. Тобто, для оцінки вагомості показника нами вводяться вагові коефіцієнти з врахуванням ієрархії рівнів в моделі ГАЖ.

Зведений індекс показників технічного рівня розраховували за формулою у загальному випадку

$$I_{\text{и}} = \sum_{i=1}^n B_i \cdot I_i, \quad (8)$$

де I_i – величина параметричного індексу i -го параметру; B_i – величина вагомості i -го параметру.

Рівень показників технічного рівня ГАЖ визначали за формулою у загальному випадку

$$K = I_{\text{в}} / I_{\text{ва}}, \quad (9)$$

де $I_{\text{ва}}$ – зведений індекс показників технічного рівня виробу-аналогу.

При проектуванні ГАЖ високого технічного рівня його можна представити у вигляді багаторівневої ієрархічної моделі (рис. 1), отриманої шляхом декомпозиції. На наведеній схемі позначено структурно-вузлові елементи ГАЖ (РР, фільтр, бак, насос, гідроапаратура, трубопровід). Ця декомпозиція дозволяє встановити внутрішні і міжрівневі зв'язки гідроелементів на основі базових показників технічного рівня або критеріїв працездатності, які є визначальними для даних зв'язків.

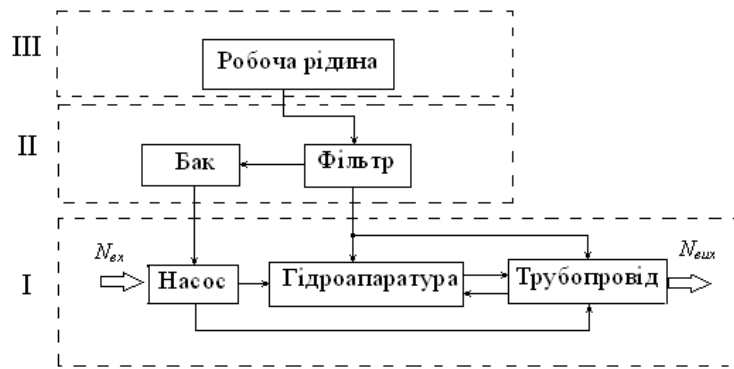


Рис. 1. Багаторівнева ієрархічна модель ГАЗ:

$N_{вх}$, $N_{вих}$ – потужності на вході і виході ГАЗ

Таким чином для проектування ГАЗ високого технічного рівня необхідно з однієї сторони встановити аналітичні умови вибору раціональних параметрів гідроагрегатів та гідроелементів ГАЗ у відповідності до головних критеріїв їх працездатності, а з другої сторони визначити значення базових показників якості, що характеризують технічну досконалість. Це дає змогу врахувати різноманітні впливи, процес виготовлення, зміни навколишнього середовища, старіння, що призводить до статичних відхилень параметрів об'єкту виробу. Для більш детального дослідження ГАЗ необхідно виконувати оцінку комплексних показників, які враховують ККД, надійність, енергоспоживання з урахуванням умов роботи в конкретних гідроприводах машин і технологічного обладнання.

В якості показників технічного рівня ГАЗ, за умови приналежності його до певної групи гідроприводів з відповідним рівнем потужності (ГАЗ гідросистем верстатів, мобільних машин і т.д.), запропоновані наступні критерії

1. Коефіцієнт енергоємності [8]

$$k_{p/v} = \frac{N}{V_{га}}, \quad (10)$$

де N – потужність вихідної ланки ГАЗ, Вт; $V_{га}$ – об'єм, описаний габаритами ГАЗ, м³.

2. Коефіцієнт компактності (маса, яка приходить на одиницю об'єму, яку займає ГАЗ)[8]

$$k_v = \frac{m_{га}}{V_{га}}, \quad (11)$$

де $m_{га}$ – маса ГАЗ, кг; $V_{га}$ – об'єм, описаний габаритами ГАЗ, м³.

Це узагальнений показник, який характеризує ефективність використання простору в конструкції ГАЗ.

3. Кількість РР в ГАЗ [10]

$$k_{pp} = (V_{\delta} - 0,785 \sum_{i=1}^{n_1} d_i^2 l_i), \quad (12)$$

де d_i – діаметр i -ї ланки трубопроводу або гідроциліндра, м; l_i – довжина i -ї ланки трубопроводу або гідроциліндра, м; $i=1, \dots, n_1$ – кількість ланок трубопроводів і циліндрів.

4. Газовміст в РР, кількість якого значною мірою впливає на вихідні характеристики ГАЖ, оцінювали при розрахунку модуля об'ємної пружності.

Залежність середнього за перехід циклу роботи ГАЖ ізотермічного модуля об'ємної пружності РР від середнього тиску за той же самий перехід циклу, при заданій температурі, відносному вмісту нерозчиненого повітря в ній, знаходили за залежністю з роботи [11]

$$E_{\text{сеп}} = E_p \frac{p_{\text{сеп}}^2 \left[V_p^* + V_{\text{г.сеп}}^* \frac{p_0}{p_{\text{сеп}}} \right]}{V_p^* p_{\text{сеп}}^2 + V_{\text{г.сеп}}^* E_p p_0}, \quad (13)$$

де $p_{\text{сеп}}$ – середній тиск РР в ГАЖ, який відповідає одному переходу циклу роботи; p_0 – абсолютне значення атмосферного тиску. V_p^* – відношення об'єму РР V_p до сумарного об'єму суміші V_{Σ} , $V_{\Sigma} = V_p + V_{\text{г}}$; $V_{\text{г.сеп}}^*$ – об'єм нерозчиненого повітря, приведений до нормальних умов, $V_{\text{г.сеп}}^* = V_{\text{г}} / V_{\Sigma}$; E_p – модуль об'ємної пружності РР при заданій температурі.

5. Коефіцієнт тепловідведення з ГАЖ

$$k_{\theta} = \sum_{i=1}^m \frac{\theta_i}{A_i}, \quad (14)$$

де θ_i – кількість тепла, яка утворилась на i -й ланці циклограми роботи ГАЖ, Вт; A_i – площа поверхні, яка приймає участь в тепловідведенні, м²; $i=1, \dots, m$ – кількість ланок циклограми.

6. Відносний показник рівня звуку (шуму) визначається за формулою [2]

$$L = 10^{\frac{\Delta p}{20}}, \quad (15)$$

де Δp – різниця тисків у ГАЖ.

7. Показник надійності роботи ГАЖ

Імовірність безвідмовної роботи ГАЖ, розрахована методом структурних схем структурної схеми будь-якої системи, яка містить k

паралельних ланок, в кожній з яких n елементів визначали за формулою [12]

$$\tilde{P}(t) = 1 - \prod_1^k \left[1 - \prod_1^n \tilde{P}_i(t) \right], \quad (16)$$

де $\tilde{P}_i(t)$ – імовірність безвідмовної роботи i -го елемента; n – кількість елементів; k – кількість паралельних ланок в структурній схемі ГАЗ.

8. Показники економічної ефективності ГАЗ.

Економічна ефективність ГАЗ визначається на основі зіставлення значень технічних показників і витрат, пов'язаних з їх отриманням. Збільшення витрат для підвищення надійності ГАЗ компенсується перевагами в експлуатації за рахунок зменшення витрат на ремонт і матеріальних збитків при їх відмовах. Інтенсивність відмов, яка характеризує як витрати на ремонт, так і величину економічних збитків, що мають місце у результаті відмови промислових зразків. Цільова функція для розв'язання даної задачі має вигляд [13]:

$$k_b = K_p C_i C_{tm} (\alpha_i + H_{ai}) + n_{pri} t_{vi} \alpha + C_{toi} + C_{vni} + C_{ini} \rightarrow \min, \quad (17)$$

де k_b – величина приведених витрат при визначені величини попереднього ефекту ГАЗ або величина їх ціни у першому наближенні; K_p – коефіцієнт, що враховує перевищення ціни над собівартістю (рівень рентабельності), $K_p = 1,25$ [14]; c_i – собівартість виготовлення i -го ГАЗ або його елемента; C_{tm} – коефіцієнт, що враховує витрати на монтаж та транспортування виробу споживачу, $C_{tm} = 1,04$ [14]; α_i – коефіцієнт дисконтування, який враховує фактор часу, на сьогодні його чисельна величина в Україні може бути прийнята у розмірі 0,1; H_{ai} – норма амортизації i -го ГАЗ на реновацію у відсотках від відпускнуої ціни ГАЗ, $H_{ai} = 15\%$ [14]; n_{pri} – кількість простоїв з провини відмови i -го ГАЗ чи протягом року, визначається на основі теорії надійності; t_{vi} – середній час відбудови i -го ГАЗ чи його елемента; α – часові витрати від відмови ГАЗ; C_{toi} – витрати на технічне обслуговування i -го ГАЗ; C_{vni} – витрати на непланові ремонти i -го ГАЗ; C_{ini} – інші витрати, що мають місце в конкретних умовах експлуатації ГАЗ.

Критерій, який враховує всі наведені вище показники-критерії визначається на підставі метода узагальненого критерію [15], який розраховується за залежністю

$$k_{y3} = \alpha_1 k_{p/v} + \alpha_2 k_v + \alpha_3 k_{pp} + \alpha_4 E_{сер} + \alpha_5 k_\theta + \alpha_7 L + \alpha_8 \tilde{P}(t) + \alpha_9 k_b \quad (18)$$

де $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3 \dots \alpha_9$ – коефіцієнти, що визначають ступінь вагомості кожного критерію.

Основну складність у використанні такого методу становить визначення значень ваг коефіцієнтів, сума яких повинна дорівнювати одиниці $\sum \alpha_i = 1$. Вагомість коефіцієнтів встановлювали методом експертних оцінок (опитували 6 експертів та обирали середні оцінки) з врахуванням розробленої багаторівневої ієрархічної моделі ГАЖ.

Дослідження проводилися для ГАЖ, параметри якого наведено в табл. 1 разом з параметрами аналогів і еталону, який був обраний на підставі проведено літературного аналізу. Результати досліджень застосування запропонованого узагальненого критерію технічного рівня для розробленого ГАЖ та аналогу, відносно еталону, наведено в табл. 2.

Таблиця 1

Основні параметри ГАЖ

| Параметр | Величина параметру | | | | |
|---|--------------------|--------|-------|-------|--------|
| | Аналог | min | сер | max | Проект |
| Тиск, МПа | 10 | 6,3-10 | 10-16 | 25-32 | 12 |
| Потужність, кВт | 2,5 | 1 | 3 | 5 | 1,5 |
| Об'єм баку, $\cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ | 40 | 20 | 40 | 63 | 45 |
| Маса ГАЖ, кг | 150 | 150 | 165 | 180 | 155 |
| Об'єм, що займає ГАЖ, м^3 | 0,5 | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 0,45 |
| Площа тепловиділення, м^2 | 0,6 | 0,4 | 0,65 | 0,9 | 0,5 |
| Надійність | 0,8 | 0,5 | 0,65 | 0,8 | 0,6 |
| Собівартість, грн. | 4000 | 3000 | 5000 | 8000 | 4500 |

Зведений індекс показника технічного рівня ГАЖ становить 0,99. За результатами розрахунку зведеного індексу показників технічного рівня виробу (табл. 2), визначили конкурентоспроможність розробленого ГАЖ. $k=1,02$, тобто розроблений ГАЖ за показниками технічного рівня перевищує вирів-аналог.

Висновки. З результатів проведеного аналітичного обзору показників оцінки технічного рівня ГАЖ встановлено що:

- Універсальний підхід для прогнозування і оцінювання технічного рівня ГАЖ відсутній. Найбільш інформативна попередня оцінка технічного рівня виконувалася по одиничним і питомим показникам: енергоємності, питомим масі, металоємності, вартості тощо.

- Розроблена багаторівнева ієрархічна модель ГАЖ, яка дозволяє встановити вагомість показників методом експертних оцінок, в залежності від рівня ієрархії.
- Розроблена методика носить універсальний характер та може бути використана при оцінюванні технічного рівня ГАЖ.

Таблиця

2

Оцінка показників технічного рівня розробленого ГАЖ

| Критерії | Величина критеріїв якості | | | | | Вагомість показника , бали | Зведений індекс критерію | |
|--|---------------------------|----------------------|------------------------|-----------------------------|------------------------|-------------------------------|--------------------------|------------|
| | Ета ЛОН | Аналог | | | Проек Т | | Анало Г | Проек Т |
| | | min | сер | max | | | | |
| Коефіцієнт енергоємності, Вт | 5 $\cdot 10^3$ | 2,2 $\cdot 10^3$ | 5 $\cdot 10^3$ | 6,2 5 $\cdot 10^3$ | 3,44 $\cdot 10^3$ | 0,17 | 0,07 | 0,117 |
| Коефіцієнт компактності | 300 | 333 | 275 | 225 | 344 | 0,1 | 0,11 | 0,125 |
| Кількість РР в системі, м ³ | 4 $\cdot 10^{-3}$ | 2 $\cdot 10^{-3}$ | 3,9 $\cdot 10^{-3}$ | 6,2 5 $\cdot 10^{-3}$ | 4,4 $\cdot 10^{-3}$ | 0,1 | 0,1 | 0,112 |
| Коефіцієнт тепловиділення, Вт | 5,4 $\cdot 10^3$ | 3,33 $\cdot 10^3$ | 3,75 $\cdot 10^3$ | 4,4 $\cdot 10^3$ | 5 $\cdot 10^3$ | 0,1 | 0,144 | 0,13 |
| Коефіцієнт економічної ефективності | 50 $\cdot 10^3$ | 35 $\cdot 10^3$ | 42 $\cdot 10^3$ | 50 $\cdot 10^3$ | 45,2 $\cdot 10^3$ | 0,2 | 0,236 | 0,215 |
| Показник надійності | 0,8 | 0,5 | 0,65 | 0,8 | 0,6 | 0,17 | 0,17 | 0,16 |
| Стабільність РР, МПа | 0,95 2 | 0,9 | 0,92 | 0,9 5 | 0,94 | 0,1 | 0,1 | 0,1 |
| Рівень шуму, ДБа | 3,5 | 3,5 | 6 | 15, 8 | 4 | 0,06 | 0,05 | 0,04 |
| Узагальнений критерій | | | | | | 1 | 0,93 | 0,99 |

ЛІТЕРАТУРА: 1. ЛИТВИНСКИЙ Г.Г. ОБОСНОВАНИЕ КРИТЕРИЕВ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН / Г.Г. ЛИТВИНСКИЙ // СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ ДОНГТУ. ВЫП. 32. – АЛЧЕВСК:

ДОНГТУ, 2010. – С. 14-21. 2. СИСТЕМА ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА ПРОДУКЦИИ. ГИДРОПРИВОДЫ ОБЪЕМНЫЕ, ПНЕВМОПРИВОДЫ, И СМАЗОЧНЫЕ СИСТЕМЫ. НОМЕНКЛАТУРА ПОКАЗАТЕЛЕЙ: ГОСТ 4.37-90. [ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ 1990–06–09] – М.: ИЗДАТЕЛЬСТВО СТАНДАРТОВ, 1990. – 39 С. 3. ГИДРОПРИВОДЫ ОБЪЕМНЫЕ, ПНЕВМОПРИВОДЫ И СМАЗОЧНЫЕ СИСТЕМЫ. ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ КАЧЕСТВА: ОСТ N06-35-84. – М.: ВНИИТЭМР, 1985. – 39 С. (ОТРАСЛЕВОЙ СТАНДАРТ). 4. ПОПОВ Д.Н. ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ И ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОПРИВОДОВ / Д.Н. ПОПОВ // ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЕ. – 1986. – № 9. – С. 20 – 23. 5. КАБАКОВ М.Г. ОПЫТ КОМПЛЕКСНОЙ ОЦЕНКИ УРОВНЯ КАЧЕСТВА АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ ГИДРОПРИВОДОВ САМОХОДНЫХ МАШИН // ВЕСТ. МАШИНОСТРОЕНИЯ. – 1979. – № 9. – С. 9 – 12. 6. КОНДАКОВ А.А. О КРИТЕРИЯХ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН // ВЕСТ. МАШИНОСТРОЕНИЯ. – 1988. – № 9. – С. 12 – 15, 1988, № 10. – С. 5 – 9. 7. Г.С. АНТУШЕВ МЕТОДЫ ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО СИНТЕЗА СЛОЖНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ. М.: НАУКА, 1989. – 88 С. 8. ШЕВЦОВ В.М. ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН / В.М. ШЕВЦОВ, Г.А. АВРУНИН // ВІСНИК НТУ «ХПІ». – 2011.– № 18. – С. 59 – 64. 9. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ / [Т.М. БАШТА, И.З. ЗАЙЧЕНКО, В.В. ЕРМАКОВ И ДР.]; ПОД РЕД. Т.М. БАШТЫ. – М.: МАШИНОСТРОЕНИЕ, 1968. – 628 С. 10. ИЛЬИН В.Ф. ОБОБЩЕННЫЙ КРИТЕРИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГИДРОПРИВОДА МАШИН // ПНЕВМАТИКА И ГИДРАВЛИКА (ПРИВОДЫ И СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ). – М.: МАШИНОСТРОЕНИЕ. – 1973. – №1. – С. 44 – 50. 11. ДАНИЛОВ Ю.А. АППАРАТУРА ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ: РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ / Ю.А. ДАНИЛОВ, Ю.Л. КИРИЛЛОВСКИЙ, Ю.Г. КОЛПАКОВ. – М.: МАШИНОСТРОЕНИЕ, 1990. – 272 С. 12. СЫРИЦЫН Т.А. НАДЕЖНОСТЬ ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОДА / Т.А. СЫРИЦЫН – М.: МАШИНОСТРОЕНИЕ, 1981. – 216 С. 13. ЯКОВЛЕВ А.І. СОЦІАЛЬНО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗА УМОВ РИНКУ: НАВЧ. ПОСІБНИК / А.І. ЯКОВЛЕВ. – К.: ІСДО, 1994. – 228 С. 14. ЯКОВЛЕВ А.І. СОЦІАЛЬНО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗА УМОВ РИНКУ : [НАВЧ. ПОСІБНИК] / А.І. ЯКОВЛЕВ. – К.: ІСДО, 1994. – 228 С. 15. ТЕХНИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ / Т.В. АЛЕКСЕЕВА, В.Т. БАБАНСКАЯ, Т.М. БАШТА И ДР. ПОД. РЕД. Т.М. БАШТЫ. – М.: МАШИНОСТРОЕНИЕ, 1989. – 232 С.

Bibliography (transliterated): 1. Litvinskij G.G. Obosnovanie kriteriev tehniceskoy jeffektivnosti ob#emnyh gidromashin / G.G. Litvinskij // Sbornik nauchnyh trudov DonGTU. Vyp. 32. – Alchevsk: DonGTU, 2010. – S. 14-21. 2. Sistema pokazatelej kachestva produkcii. Hidroprivody ob#emnye, pnevmoprivody, i smazochnye sistemy. Nomenklatura pokazatelej: GOST 4.37-90. [Vveden v dejstvie 1990–06–09] – M.: Izdatel'stvo standartov, 1990. – 39 s. 3. Hidroprivody ob#emnye, pnevmoprivody i smazochnye sistemy. Ocenka tehniceskogo urovnja kachestva: OST N06-35-84. – M.: VNIITeMR, 1985. – 39 s. (Otraslevoj standart). 4. Popov D.N. Ocenka jeffektivnosti i optimal'noe proektirovanie gidroprivodov / D.N. Popov // Vestnik mashinostroenie. – 1986. – № 9. – S. 20 – 23. 5. Kabakov M.G. Opyt kompleksnoj ocenki urovnja kachestva aksial'no-porshnevnyh nasosov gidroprivodov samohodnyh mashin // Vest. mashinostroenija. – 1979. – № 9. – S. 9 – 12. 6. Kondakov A.A. O kriterijah ocenki tehniceskogo urovnja ob#emnyh gidravlicheskih mashin // Vest. Mashinostroenija. – 1988. – № 9. – s. 12 – 15, 1988, № 10. – s. 5 – 9. 7. G.S. Antushev Metody parametriceskogo sinteza slozhnyh tehniceskix sistem. M.: Nauka, 1989. – 88 s. 8. Shevcov V.M. Ocenka tehniceskogo urovnja ob#emnyh gidromashin / V.M. Shevcov, G.A. Avrunin // Visnik NTU «HPI». – 2011.– № 18. – S. 59 – 64. 9. Ob#emnye gidravlicheskie privody / [T.M. Bashta, I.Z. Zajchenko, V.V. Ermakov i dr.]; pod red. T.M. Bashty. – M.: Mashinostroenie, 1968. – 628 s. 10. Il'in V.F. Obobwennyj kriterij jeffektivnosti gidroprivoda mashin // Pnevmatika i gidravlika (privody i sistemy upravlenija). – M.: Mashinostroenie. – 1973. – №1. – S. 44 – 50. 11. 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. 12. Syricyn T.A. Nadezhnost'

gidro- i pnevmoprivoda / T.A. Syricyn – M.: Mashinostroenie, 1981. – 216 s. 13. Jakovlev A.I. Social'no-ekonomichna efektivnist' za umov rinku: navch. posibnik / A.I. Jakovlev. – K.: ISDO, 1994. – 228 s. 14. Jakovlev A.I. Social'no-ekonomichna efektivnist' za umov rinku : [navch. posibnik] / A.I. Jakovlev. – K.: ISDO, 1994. – 228 s. 15. Tehnicheskaja diagnostika gidravlicheskih privodov / T.V. Alekseeva, V.T. Babanskaja, T.M. Bashta i dr. Pod. red. T.M. Bashty. – M.: Mashinostroenie, 1989. – 232 s.

Панамарева О. Б.

**ОБОБЩЕННЫЙ КРИТЕРИЙ ДЛЯ ОЦЕНКИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ
ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ГИДРОАГРЕГАТА ПИТАНИЯ ГИДРОСИСТЕМ**

В статье приведены результаты анализа существующих критериев и способов оценки качества и технического уровня гидроагрегата питания гидросистем. Предложен обобщенный критерий для оценки технического уровня гидроагрегата питания.

Panamariova O.

**GENERALIZED CRITERION TO ESTIMATE THE PARAMETER OF
TECHNICAL LEVEL OF HYDRAULIC POWER UNIT OF
HYDROSISTEMS**

The article consist results of the analyse of the existing criteria and methods of assessing the quality and technical level of the hydraulic power unit hydrosystems. A generalized criterion for assessing the technical level of hydraulic power unit.

УДК 621.22-226

Скворчевський О.Є., канд. техн. наук

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СТАТИЧНИХ
РОБОЧИХ
ПРОЦЕСІВ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО ПЕРЕТВОРЮВАЧА
НОРМАЛЬНО-ЗАКРИТОГО ТИПУ**

Вступ. Інтенсивний розвиток комп'ютерної техніки і прикладних математичних програм, таких як Mathcad, Simulink/MATLAB, VisSim тощо, дозволив спростити і, водночас, значно підвищити адекватність математичного моделювання реальним процесам, що протікають в технічних об'єктах. Поєднання математичних моделей, структуру яких складають нелінійні диференційні рівняння, із численними методами їх рішення дозволяє безпосередньо отримати конструктивні та функціональні параметри електрогідравлічних апаратів і виготовити їх дослідні зразки.

Однак, незважаючи на можливість досягнення достатньо чіткої структурної адекватності математичних моделей електрогідравлічних систем приводів та їх елементної бази, необхідні експериментальні стендові дослідження для параметричної верифікації їх математичних

моделей. Це в першу чергу пов'язано із певною невизначеністю опорів каналів і дроселів на етапі проектування електрогідравлічних систем.

Таким чином, незважаючи на успіхи комп'ютерної математики, класична структура досліджень, яка складається із математичного моделювання, за результатами якого виготовляється експериментальний зразок і проводяться стендові його дослідження не втратила своєї актуальності. Саме за такою структурою проводяться роботи автора статті та інших дослідників, зокрема [1-3 та ін.], в галузі електрогідравліки.

Питанням дослідження робочих процесів гідроапаратури із пропорційним електричним керуванням присвячена достатня кількість робіт. Однак в більшості із них використовуються методи комп'ютерного моделювання. Результати експериментальних досліджень пропорційної гідроапаратури вітчизняних авторів були виявлені лише в роботах [1-3].

Експериментальні характеристики пропорційної гідроапаратури закордонного виробництва широко представлені у каталогах, методичних посібниках та підручниках [4, 5 та ін.]. Однак методики досліджень та описів експериментальних установок в доступних широкому загалу іноземних джерелах інформації не виявлено.

Предметом даного дослідження є електрогідравлічний перетворювач (ЕГП) нормально-закритого типу на конструктивне рішення якого було отримано патент України на винахід [6]. Також за результатами попередніх досліджень конструкція ЕГП [6] була вдосконалена. Відмінність конструктивного рішення предмету дослідження робить неприпустимою можливість застосування до нього експериментів зроблених для аналогічних апаратів та вимагає проведення експериментальних досліджень його робочих процесів, зокрема статичних.

Постановка задачі. Метою дослідження є отримання характеристик статичних робочих процесів ЕГП нормально-закритого типу, запропонованого в [6] та в подальшому удосконаленого. Для досягнення поставленої мети виконані такі задачі: обраний експериментальний стенд із необхідними технічними характеристиками, визначена методика досліджень, оцінена похибка вимірювань. Також в рамках роботи необхідно провести обробку отриманих експериментальних статичних характеристик, а саме визначити діапазон регулювання тиску та витрати по струму, оцінити гістерезис та лінійність характеристик.

Результати експериментальних досліджень статичних робочих процесів ЕГП нормально-закритого типу.

Короткий опис схеми та функціонування експериментальної установки. Експериментальне дослідження робочих процесів ЕГП [6] проводилося на стенді ВС Р*6,3 в АТ «Гідроапаратура» м. Харків. Зазначений стенд атестований Державним підприємством «Харківський регіональний науково-виробничий центр стандартизації, метрології та

сертифікації» (ДП «Харківстандартметрологія») та відповідає чинним документам, що містять вимоги до даного випробувального обладнання, зокрема [7].

Стенд (рис. 1) складається із баку 1, який одночасно є несучою конструкцією стенда. В бак 1 встановлені насос 2 та фільтрувальна установка, яка містить допоміжний насос 3, фільтр 4 та перепускний клапан 5. Насоси 2, 3 приводяться до руху електродвигуном 11. Паралельно насосу 2 встановлений запобіжний клапан 10. Насос 2 трубопроводом сполучається із ЕГП 7, що досліджується. Пропорційний електромагніт (показаний у складі умовного позначення) перетворювача підключений до блока живлення (не показаний) через амперметр 9. До порожнини регульованого тиску ЕГП приєднаний манометр 8. До порожнини зливу перетворювача приєднаний витратомір 6. За допомогою блока живлення встановлюється певне значення струму керування, який контролюється амперметром 9. Для встановленого струму керування манометром 8 визначається регульований тиск, а витратоміром 6 – витрата. Необхідно зауважити, що на гідросхемі (рис. 1) наведені лише ті апарати які використовуються для дослідження робочих процесів ЕГП, також стенд включає інші пристрої.

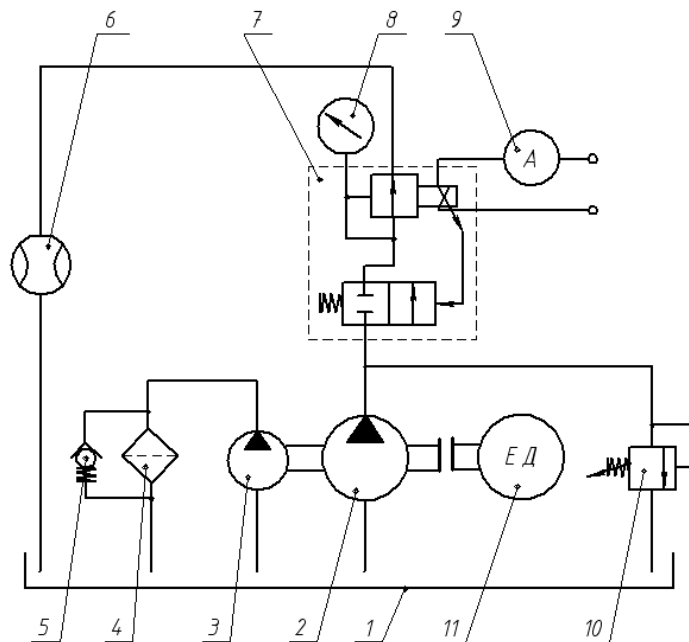


Рис. 1. Принципова схема дослідницького стенда

- 1 – бак; 2 – насос живлення; 3 – насос фільтрувальної установки; 4 – фільтр;
5 – перепускний клапан; 6 – витратомір; 7 – БПЕГП; 8 – манометр; 9 – амперметр;
10 – запобіжний клапан; 11 – електродвигун

Методика досліджень. Об'єктом даного експериментального дослідження є процес перетворення струму керування у регульовані

перетворювачем тиск та витрату. Для досліджень було обрано ЕГП з діаметром вхідного дроселя $d_E = 3$ мм.

Обґрунтування та регламентація вимог до компонентів та підготовки досліджень полягала у наступному:

- перед початком досліджень вмикалась насосна установка стенда та була дана можливість мастилу прогрітися. Таким чином забезпечувався сталий тепловий режим роботи гідравлічної системи при дослідженні залежностей тиску та витрати від струму керування;

- перед початком досліджень на обвитку котушки пропорційного електромагніту подавався максимальний струм керування 1,5 А протягом 5 хв. Це значно зменшувало вплив зміни температури обвитки електромагніту на значення струму в ній;

- при проведенні досліджень не брався до уваги вплив пульсацій робочої рідини на робочі процеси ЕГП нормально-закритого типу.

Оцінка похибки вимірювань. Для зменшення похибки вимірювань застосовувався метод багатократних спостережень [8-12]. Кількість спостережень для кожного вимірювання приймаємо $n = 10$. Наприклад, для струму 1,5 А отримуємо наступний набір значень тисків $p_1 = 16$ МПа, $p_2 = 15,5$ МПа, $p_3 = 16,1$ МПа, $p_4 = 15,8$ МПа, $p_5 = 15,8$ МПа, $p_6 = 15,7$ МПа, $p_7 = 15,8$ МПа, $p_8 = 15,4$ МПа, $p_9 = 16,2$ МПа, $p_{10} = 15,8$ МПа. За результатами вимірювання тиску визначимо його середнє арифметичне значення:

$$p = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n p_i,$$

де p – вимірюване значення тиску; p_i – значення тиску для i -го вимірювання.

Для даного значення струму вимірюваний тиск дорівнює 15,81 МПа.

Вибіркова дисперсія випадкових похибок результатів вимірювань:

$$S_n^2 = \frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (p_i - p)^2.$$

В даному випадку $S_n^2 = 0,061$ МПа².

Дисперсія випадкової похибки середнього значення в n разів менша за оцінку дисперсії окремих результатів вимірювань:

$$S_{\bar{p}}^2 = \frac{S_n^2}{n}.$$

Дисперсія випадкової похибки середнього значення $S_{\bar{p}}^2 = 6,1 \cdot 10^{-3} \text{ МПа}^2$.

Довірчі границі похибки (непевність результату вимірювання) розраховуються за формулою [9]:

$$\Delta_{\bar{p}} = \pm t(f, p_{\text{дов}}) \cdot S_{\bar{p}},$$

де $t(f, p_{\text{дов}})$ – коефіцієнт, що взятий з таблиці для розподілу Ст'юдента [9], що залежить від кількості ступенів свободи f , яка в цьому випадку дорівнює $f = n - 1$, та довірчої імовірності $p_{\text{дов}}$.

При $n = 10$, $p_{\text{дов}} = 0,95$ довірчі границі похибки $\Delta_{\bar{p}} = \pm 0,143 \text{ МПа}$.

Прямі вимірювання витрати також виконувались за методом багатократних спостережень [8-12]. Для струму керування $I = 0,4 \text{ А}$ отримаємо наступні значення: $Q_1 = 6,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$, $Q_2 = 6,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$, $Q_3 = 6,35 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$, $Q_4 = 6,45 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$, $Q_5 = 6,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$, $Q_6 = 6,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$, $Q_7 = 6,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$, $Q_8 = 6,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$, $Q_9 = 6,45 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$, $Q_{10} = 6,45 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$. За результатами вимірювання витрати визначимо його середнє арифметичне значення:

$$Q = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n Q_i,$$

де Q – вимірюване значення витрати; Q_i – значення витрати для i -го вимірювання.

Для струму керування $I = 0,4 \text{ А}$ вимірюване значення витрати $Q_5 = 6,43 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$.

Вибіркова дисперсія випадкових похибок результатів вимірювань:

$$S_n^2 = \frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (Q_i - Q)^2.$$

В даному випадку $S_n^2 = 0,013 (\text{ м}^3/\text{с})^2$.

Дисперсія випадкової похибки середнього значення в n разів менша за оцінку дисперсії окремих результатів вимірювань:

$$S_{\bar{Q}}^2 = \frac{S_n^2}{n}.$$

Дисперсія випадкової похибки середнього значення $S_{\bar{Q}}^2 = 1,344 \cdot 10^{-3} (\text{ м}^3/\text{с})^2$.

Довірчі границі похибки розраховуються за формулою:

$$\Delta_{\bar{Q}} = \pm t(f, p_{\text{дов.}}) \cdot S_{\bar{Q}},$$

При $n = 10$, $p_{\text{дов.}} = 0,95$ довірчі границі похибки $\Delta_{\bar{Q}} = \pm 0,067 \text{ м}^3/\text{с}$.

За даними [9], якщо дослідження виконувались тими самими засобами в тих же самих умовах для розрахунку можна використовувати значення дисперсії відоме з попередніх досліджень.

Результати досліджень. Дослідження залежності тиску регулювання від струму керування ЕГП проводилося наступним чином. При увімкненому електродвигуні 11 та насосі 2 на обвитку котушки пропорційного електромагніту ЕГП подавався максимальний струм керування 1,5 А. Після нетривалого перехідного процесу тиск регулювання встановлювався на рівні максимального (близько 16 МПа). При поступовому зменшенні струму керування за допомогою манометра 8 вимірювався тиск регулювання. При цьому струм керування контролювався за допомогою амперметра 9. Дискретність струму керування дорівнювала 0,1 А. Для зменшення похибки вимірювань застосовувався метод багатократних спостережень, тому при кожному значенні струму керування вимірювання тиску проводилися по 10 раз. При досягненні мінімального значення тиску починали збільшувати струм аж до досягнення ним максимального значення 1,5 А. Такий підхід дозволив отримати залежність тиску регулювання від струму керування ЕГП із урахуванням гістерезису перетворювача. На рис. 2 маркерами показані експериментальні точки. Пунктиром показана петля гістерезису, причому верхня гілка петлі характеризує процес зменшення струму від 1,5 А до 0,3 А, а нижня гілка – процес нарощування струму керування.

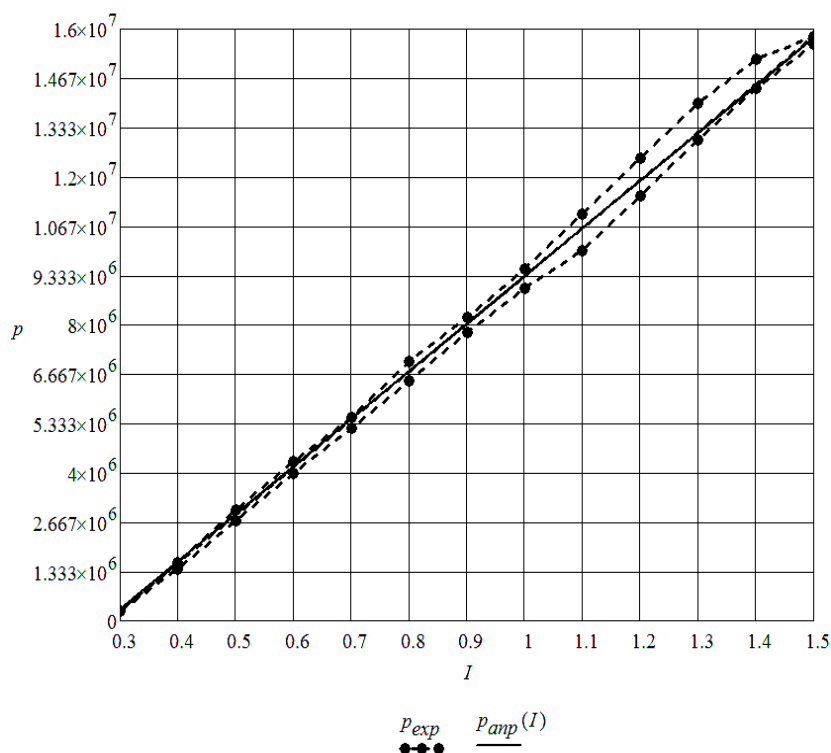


Рис. 2. Залежність тиску регулювання ЕГП [6] від струму керування

Із рис. 2 видно, що діапазон регулювання тиску по струму (від 0,3 до 1,5 А) дещо більший ніж передбачалося при математичному моделюванні робочих процесів перетворювача. Це явище можна пояснити завищенням коефіцієнту запасу по струму [13].

Максимальний гістерезис залежності тиску регулювання ЕГП від струму керування розрахуємо за методикою представленою в [5]. Максимальний інверсний діапазон – найбільша відстань між верхньою і нижньою гілками відповідає тиску 13,5 МПа та складає $\Delta_{\max}^H = 0,065$ А. Тоді гістерезис по тиску регулювання складатиме:

$$H_p = \frac{\Delta_{\max}^H}{I_{\max} - I_{\min}}, \quad H_p = \frac{0,065}{1,5 - 0,3}, \quad H_p = 0,054 \text{ або } 5,4\%$$

За даними [5] значення гістерезису для більшості клапанів регулювання тиску лежать в межах від 3-6%, таким чином гістерезис ЕГП нормально закритого типу, представлений в [6] лежить в допустимих межах. У якості напрямків зменшення гістерезису можна запропонувати введення в перетворювачі контуру зворотного зв'язку по регульованому тиску, а також покращення якості конструктивних матеріалів та технології виробництва пропорційного електромагніту.

Із рис. 2 також видно, що закон регулювання тиску по струму носить практично лінійний характер. Отримані експериментальні точки апроксимуємо лінійною залежністю, показаною суцільною лінією на рис.

2. Параметри лінійного рівняння знайдемо аналітично за допомогою методу найменших квадратів:

$$p_E = 1,31 \cdot 10^7 \cdot I - 3,73 \cdot 10^6. \quad (1)$$

Оскільки гістерезис залежності тиску від струму керування складає 5,4 %, тобто лежить в допустимих межах, рівняння (1) було визначено без його урахування. Тобто лінійна залежність (1) апроксимує обидві гілки петлі гістерезису (рис. 2).

Нелінійність експериментальної характеристики розрахуємо, як максимальне відхилення експериментальної точки ($\Delta_{\max}^L = 0,058 \text{ A}$) від лінії (1) віднесене до діапазону регулювання струму:

$$L = \frac{\Delta_{\max}^L}{I_{\max} - I_{\min}}, \quad L = \frac{0,058}{1,5 - 0,3}, \quad L = 0,048 \text{ або } 4,8 \%$$

Значення відхилення від лінійності 4,8 % відповідає цьому параметру у закордонних аналогів. Однак, потрібно враховувати, що в реальних умовах експлуатації ЕГП у складі систем приводів мобільних машин та стаціонарного технологічного обладнання в наслідок несприятливих умов експлуатації відхилення від лінійного закону регулювання можуть бути і більш значними. Найбільш ефективними засобами боротьби із відхиленням від лінійного закону регулювання тиску пропорційної гідроапаратури традиційно вважають введення контурів зворотного зв'язку, як по внутрішнім та і по вихідному регульованому параметру.

ЕГП нормально-закритого типу [6] в основному призначений для регулювання тиску в робочих порожнинах гідравлічних розподільників, клапанів та безпосередньо гідравлічних циліндрів. Саме тому залежність представлена на рис. 2 для нього найбільш важлива. Однак залежність витрати від струму керування також важлива, оскільки передбачається, що ЕГП [6] зможе використовуватись для безпосереднього керування рухом поршня зі штоком гідроциліндра.

Гідравлічна схема для зняття характеристики «витрата-вхідний сигнал» представлена в роботі [5]. Вона в принципі ідентична схемі представленої на рис. 1. В [5] вказується важливість контролю постійності перепаду тиску на апараті, характеристика «витрата-вхідний сигнал» знімається. При дослідженні перетворювача перепад тиску був постійним, оскільки на його вході запобіжним клапаном 10 встановлювався тиск на рівні 16 МПа. Тиск зливу також був постійним та визначався гідравлічним

опором зливної магістралі із встановленим в ній витратоміром 6. Також чином необхідність у постійному контролі перепаду тиску відпадала.

Дослідження статичної залежності витрати від струму керування проходило паралельно зі знаттям характеристики «регульований тиск-струм керування». Тобто витрата контролювалася для кожного рівня струму який змінював із дискретністю 0,1 А спочатку від максимального значення до мінімального, а потім навпаки. Таким чином експериментальна залежність (рис. 3) також побудована із урахуванням гістерезису.

Максимальний гістерезис залежності витрати ЕГП від струму керування також розрахуємо за методикою представленою в [5]. Максимальний інверсний діапазон досягається при витраті $4,33 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ і складає $\Delta_{\text{max}}^H = 0,1 \text{ А}$. Тоді гістерезис складає:

$$H_Q = \frac{\Delta_{\text{max}}^H}{I_{\text{max}} - I_{\text{min}}}, \quad H_Q = \frac{0,1}{1,5 - 0,3}, \quad H_Q = 0,083 \text{ або } 8,3\%$$

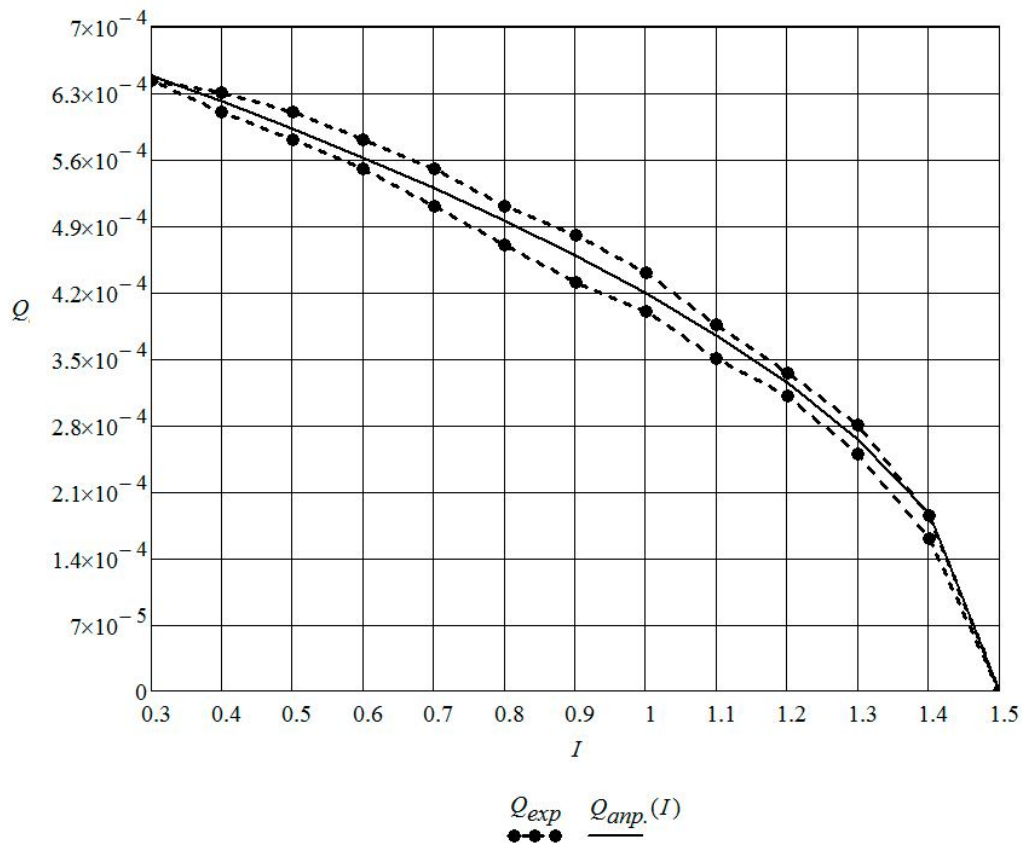


Рис. 3. Залежність витрати ЕГП [6] від струму керування

Такий рівень гістерезису по витраті перевищує наведені в роботі [5] значення для аналогів. Однак для ЕГП нормально-закритого типу [6]

залежність витрати від струму керування менш важлива, ніж залежність «регульований тиск-струм керування» для якої гістерезис знаходиться в межах норми. Для зменшення впливу гістерезису характеристики ЕГП «витрата-струм керування» на точність роботи систем приводів у складі яких перетворювач буде експлуатуватись доцільно вводити контур зворотного зв'язку по положенню поршня зі штоком гідроциліндра. Також перспективним представляється використання керуючої електроніки із реалізацією принципів пропорційно-диференційного (ПД) або пропорційно-інтегрально-диференційного (ПІД) регулювання.

На рис. 3 маркерами показані експериментальні точки витрати ЕГП, пунктиром показана експериментальна крива, а суцільною лінією апроксимуюча крива. Крива, що апроксимує експериментальні точки, описується рівнянням витрат, однак коефіцієнт витрати μ_{11A} буде мати менше значення порівняно із прийнятим при математичному моделюванні перетворювача [13]. Крім того, при проведенні експерименту тиск зливу p_A не буде настільки близький до атмосферного, щоб його можна було прирівняти до нуля. Це пояснюється тим, що у зливній магістралі встановлено витратомір 6 (рис. 1), який має деякий гідравлічний опір. Нелінійність залежності витрати ЕГП від струму керування є природньою. Вона, як і гістерезис, може бути компенсована введенням контурів зворотного зв'язку, використанням ПД або ПІД-регуляторів в системах приводів де буде експлуатуватись ЕГП нормально-закритого типу [6].

Висновки. Проведені дослідження дозволили отримати експериментальні залежності тиску та витрати від струму керування. Як видно із рис. 2, характер залежності тиску регулювання ЕГП [6] від струму керування носить практично лінійний характер. Це пояснюється тим, що тиск регулюється по зусиллю пропорційного електромагніту із практично лінійною залежністю зусилля від струму керування [14]. Залежність витрати ЕГП від струму керування має форму гілки параболи (рис. 3). Така форма залежності є також прогнозованою і відповідає фізиці робочих процесів перетворювача. Як видно із рис. 2 гістерезис ЕГП є незначним, що також пояснюється достатньою якістю пропорційного електромагніту.

Проведені дослідження дозволяють порівняти експериментальні та теоретичні залежності та провести верифікацію математичної моделі запропонованої в [13] і в подальшому удосконаленої. У якості подальших напрямків роботи потрібно відзначити математичне та експериментальне дослідження динамічних характеристик ЕГП нормально-закритого типу. Також перспективним представляється розробка систем приводів мобільних машин та стаціонарного технологічного обладнання, зокрема компактних уніфікованих мехатронних модулів лінійного руху.

- Література:** 1. Лозінський Д.О. Пропорційний електрогідравлічний розподільник з незалежним керуванням потоків для мобільних машин : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.02.08 “Машинознавство” / Д.О. Лозінський – Вінниця, 2010. – 20 с.
2. Петров О.В. Гідропривод чутливий до навантаження на базі мультирежимного гідророзподільника : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.02.08 “Машинознавство” / О.В. Петров — Вінниця, 2010. – 20 с. 3. Репінський С.В. Система керування аксіально-поршневого регульованого насоса з профільованим вікном золотника комбінованого регулятора подачі: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.08 “Машинознавство” / С.В. Репінський – Вінниця, 2011. – 20 с. 4. Дерр Х. и др. Учебный курс гидравлики. Том II. Пропорциональная техника и техника сервоклапанов. – Маннесман Рексрот ГмбХ, 1986. – 256 с. 5. Шольц Д. Пропорциональная гидравлика. – ДП «ФЕСТО». – 2002. – 124 с. 6. Пат. 76766 Україна, МПК (2006) F15V 3/00. Електрогідравлічний підсилювач/ Скворчевський О.Є.; заявник та патентовласник Скворчевський О.Є. – № 2004021138 ; заявл. 17.02.2004 ; опубл. 15.09.2006, Бюл. № 9. 7. Гідроприводи об'ємні. Гідроапарати. Правила приймання та методи випробування (На заміну ГОСТ 20245-75) : ДСТУ 3073. – [Чинний від 1996-07-01]. – К.: УкрНДНЦ, 1995. – 26 с. – (Національні стандарти України). 8. Проненко В.И., Р.В. Якирин Метрология в промышленности – К.: Техніка, 1979. – 223 с. 9. Метрологія та вимірвальна техніка: Підручник / [Є.С. Поліщук, М.М. Дорожовець, В.О. Яцук та ін.] ; За ред. проф. Є.С. Поліщука. – Львів: Видавництво «Бескид Біт», 2003. – 544 с. 10. Долинский Е.Ф. Обработка результатов измерений – М.: Издательство стандартов, 1973. – 192 с. 11. Румшинский Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента – М.: Наука, 1971. – 192 с. 12. Поджаренко В.О., Васілевський О.М., Кучерук В.Ю. Опрацювання результатів вимірювань на основі концепції невизначеності. Навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2008. – 128 с. 13. Скворчевський О.Є. Математична модель багатофункціонального пропорційного електрогідравлічного перетворювача // Східноєвропейський журнал передових технологій . – 2006. – № 6. – С. 30-33. 14. Пат. 75780 Україна, МПК (2006) H01F 7/08. Пропорційний електромагніт / Скворчевський О.Є.; заявник та патентовласник Скворчевський О.Є. – 20040705646 ; заявл. 12.07.2004; опубл. 15.05.2006, Бюл. № 5.

- Bibliography (transliterated):** 1. Lozins'kij D.O. Proporcijnij elektrogidravlichnij rozpodil'nik z nezalezhnim keruvannjam potokiv dlja mobil'nih mashin : avtoref. dis. na zdobuttja na-uk. stupenja kand. tehn. nauk : spec. 05.02.08 “Mashinoznavstvo” / D.O. Lozins'kij – Vinnicja, 2010. – 20 s.
2. Petrov O.V. Hidroprived chutlivij do navantazhennja na bazi mul'tirezhimnogo gidrorozpodil'nika : avtoref. dis. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tehn. nauk : spec. 05.02.08 “Mashinoznavstvo” / O.V. Petrov — Vinnicja, 2010. – 20 s. 3. Repins'kij S.V. Sistema keruvannja aksial'no-porshneвого regul'ovanogo nasosa z pro-fil'ovanim viknom zolotnika kombinovanogo reguljatora podachi: avtoref. dis. na zdo-butttja nauk. stupenja kand. tehn. nauk: spec. 05.02.08 “Mashinoznavstvo” / S.V. Repins'-kij – Vinnicja, 2011. – 20 s. 4. Derr H. i dr. Uchebnyj kurs gidravliki. Tom II. Proporcional'naja tehnika i tehnika servoklapanov. – Mannesman Reksrot GmbH, 1986. – 256 s. 5. Shol'c D. Proporcional'naja gidravlika. – DP «FESTO». – 2002. – 124 s. 6. Pat. 76766 Ukraïna, MPK (2006) F15V 3/00. Elektrogidravlichnij pidsiljuvach/ Skvorchevs'-kij O.Є.; zajavnik ta patentovlasnik Skvorchevs'kij O.Є. – № 2004021138 ; zajavl. 17.02.2004 ; opubl. 15.09.2006, Bjul. № 9. 7. Hidroprivedi ob'emni. Hidroaparati. Pravi-la prijmannja ta metodi viprobuvannja (Na zaminu GOST 20245-75) : DSTU 3073. – [Chin-nij vid 1996-07-01]. – K.: UkrNDNC, 1995. – 26 s. – (Nacional'ni standarti Ukraïni). 8. Pronenko V.I., R.V. Jakirin Metrologija v promyshlennosti – K.: Tehnika, 1979. – 223 s. 9. Metrologija ta vimirjuval'na tehnika: Pidruchnik / [Є.S. Poliwuk, M.M. Dorozhovec', V.O. Jacuk ta in.] ; Za red. prof. Є.S. Poliwuka. – L'viv: Vidavnictvo «Beskid Bit», 2003. – 544 s. 10. Dolinskij E.F. Obrabotka rezul'tatov izmerenij – M.: Izdatel'stvo standartov, 1973. – 192 s. 11. Rumshinskij L.Z. Matematicheskaja obrabotka rezul'tatov jeksperimenta – M.: Nauka, 1971. – 192 s. 12. Podzharenko V.O., Vasilevs'kij O.M., Ku-cheruk V.Ju. Opracjuvannja rezul'tativ vimirjuvan' na osnovi koncepcii neviznachenosti. Navchal'nij posibnik. – Vinnicja: VNTU, 2008. – 128 s. 13. Skvorchevs'kij O.Є. Matema-tichna model' bagatofunkcional'nogo proporcijnogo elektrogidravlichnogo peretvorjuvacha

// Shidnoevropejs'kij zhurnal peredovih tehnologij . – 2006. – № 6. – S. 30-33. 14. Pat. 75780 Ukraïna, MPK (2006) N01F 7/08. Proporcijnij elektromagnit / Skvorchevs'kij O.Є.; zajavnik ta patentovlasnik Skvorchevs'kij O.Є. – 20040705646 ; zajavl. 12.07.2004; opubl. 15.05.2006, Bjul. № 5.

Скворчевский А.Е.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СТАТИЧЕСКИХ
РАБОЧИХ
ПРОЦЕССОВ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ
НОРМАЛЬНО-ЗАКРЫТОГО ТИПА**

Целью исследования является получение характеристик статических рабочих процессов электрогидравлического преобразователя нормально-закрытого типа, конструктивная схема которого предложена автором. Для реализации поставленной цели экспериментальный образец указанного преобразователя был испытан на стенде, с дальнейшей статистической обработкой данных. В результате получены зависимости давления и расхода от тока управления. Нашла экспериментальное подтверждение гипотеза, положенная в основу создания электрогидравлического преобразователя, о возможности совместной работы электроуправляемого обратного клапана и элемента сопло-заслонка, установленных последовательно. Зависимость давления преобразователя от тока управления носит практически линейный характер, что открывает широкие возможности использования предложенного автором электрогидравлического преобразователя в составе пропорциональной гидроаппаратуры и для непосредственного управления гидродвигателями небольшой мощности.

Skvorchevsky A.Y.

**EXPERIMENTAL STUDY OF STATIC WORKFLOWS BY
ELECTROHYDRAULIC CONVERTER NORMALLY CLOSED**

The aim of this study is to obtain the workflow static characteristics of a normally closed electrohydraulic converter with a design scheme is proposed by the author. To accomplish the goal of this prototype converter has been tested on the bench, with further statistical data processing. As a result, the dependences of the pressure and flow of the current administration. Found an experimental confirmation of the hypothesis underlying the creation of an electrohydraulic converter, the possibility of working together electropilots check valve and a nozzle-flapper element installed in series. Dependence of the pressure converter from the current administration is almost linear. This opens the possibility of using electro-hydraulic converter proposed by the author in the proportional hydraulics and for direct control by hydraulic engines of small capacity.

ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ

МАШИН

УДК 539.3:629.3.027.52

Ларин А.А., канд. техн. наук; Арефин Ю.В.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ДЕФОРМИРОВАНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИН В КОНТАКТЕ С ДОРОГОЙ С УЧЕТОМ НАЛИЧИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ДЕГРАДАЦИИ МАТЕРИАЛА

Введение. В процессе эксплуатации пневматической шины в материалах ее слоев и между слоями накапливаются микроповреждения. Этот процесс совместно с естественной деградацией материала, вызванной влиянием окружающей среды определяет постепенное снижение надежности эксплуатации пневматических шин. Ресурс шины легкового автомобиля, задается заводом производителем на основе анализа надежности в рамках имеющейся богатой статистики по шинам-аналогам. Вместе с тем ресурс каждой конкретной шины, конечно, является случайной величиной [1], так как определяется большим числом косвенных факторов. Среди которых наиболее существенными являются следующие [2]: несоблюдение величины давления воздуха в шине, неумелое или небрежное вождение автомобиля (регулярные наезды на препятствия или попадания в ямы), движение автомобиля на высоких скоростях, технические неисправности ходовой части автомобиля, загрязнение шин нефтепродуктами, проколы протектора шины, длительное хранение шин без эксплуатации.

Таким образом, эксплуатационные факторы способны существенно влиять на значения проектного ресурса, т.е. в зависимости от условий эксплуатации пневматические шины способны с большей скоростью вырабатывать свой ресурс. В этой связи важной научно-практической задачей становится вопрос формирования обоснованных рекомендаций на проведение процедур по оценке технического состояния шин. Анализ закономерностей формирования напряженно-деформированного состояния в пневматических шинах с учетом и без учета нелокализованной поврежденности разной природы является важным этапом разработки схемы технического диагностирования.

Постановка задачи. В данной работе рассматриваются особенности деформирования пневматических шин в контакте с дорогой при наличии не локализованных дефектов в структурных элементах шины, которые образовались в процессе эксплуатации. При этом рассмотрены случаи ослабления бортовой зоны, в результате накопления усталостной повреждаемости и ужесточение боковины шины в результате естественной деградации свойств материала.

Разработка математической модели. С целью исследования закономерностей деформирования шины при ее статическом обжатии о дорожное полотно и проведению сравнительного анализа влияния накопленных усталостных повреждений и деградации свойств резино-подобных материалов на процесс деформирования была разработана КЭ модель пневматической шины, диска и элемента дорожного полотна (рис. 1.). Модель шины учитывает ее многослойную структуру с различными свойствами (рис.

1,б) [3]. Дорожное покрытие моделировалось параллелепипедом небольшой толщины с линейным материалом, механические характеристики которого соответствовали материалу асфальтобетонного покрытия. С целью корректного приложения осевой нагрузки на обод шины, был смоделирован диск колеса (рис. 1, а). Действительно осевая нагрузка распределяется по ободу шины через ее контакт с твердым диском. В работе предполагалось, что диск и шина посажены герметично и жестко, т.е. без возможного взаимного изменения первоначального соединения. Такая гипотеза позволила не учитывать взаимодействие между шиной и диском как контактное, а считать их единым телом. В центр диска прикладывалась сила, моделирующая влияние автомобиля, передающееся через мост (осевая нагрузка).

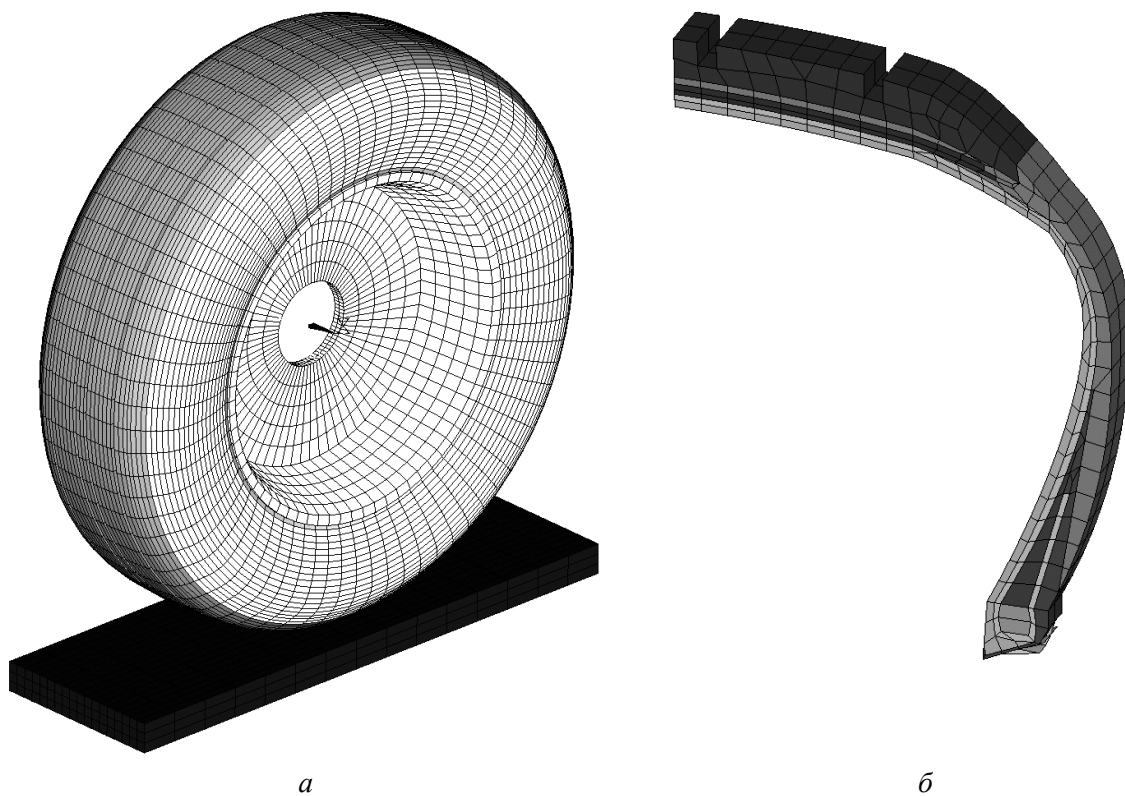


Рис. 1. КЭ модель колеса с диском

На номинальном эксплуатационном режиме в пневматической шине устанавливают внутреннее давление в диапазоне от 2 до 2,2 атм. (0,2–0,22 МПа), а осевая нагрузка, которая определяется весом автомобиля, находится в диапазоне от 3 до 4 кН (от 300 до 400 кгс веса приходящегося на 1 колесо). На рисунках 2, 3 приведены результаты расчета статического обжатия шины о дорожное полотно при осевой нагрузке соответствующей 3 кН и внутреннем давлении 0,2 МПа.

Результаты показывают неоднородный характер деформации боковины шины с появлением характерного «вздутия» боковины в районе близком к пятну контакта. Приведенные результаты хорошо согласовываются с наблюдаемыми на практике особенностями деформирования и результатами, полученными другими авторами [4].

Напряженное состояние шины находящейся в контакте с дорогой не имеет осевой симметрии. Так, в областях удаленных от пятна контакта, напряженное

состояние определяется только воздействием внутреннего давления на шину. В области контакта напряженное состояние существенно отличается. Так, если деформацию от внутреннего давления воспринимает преимущественно каркас шины, то деформацию, вызванную обжатием шины о твердую поверхность, воспринимают слои брекера. Поля распределений эквивалентных напряжений в сечении шины находящемся по центру пятна контакта представлено на рис. 3.

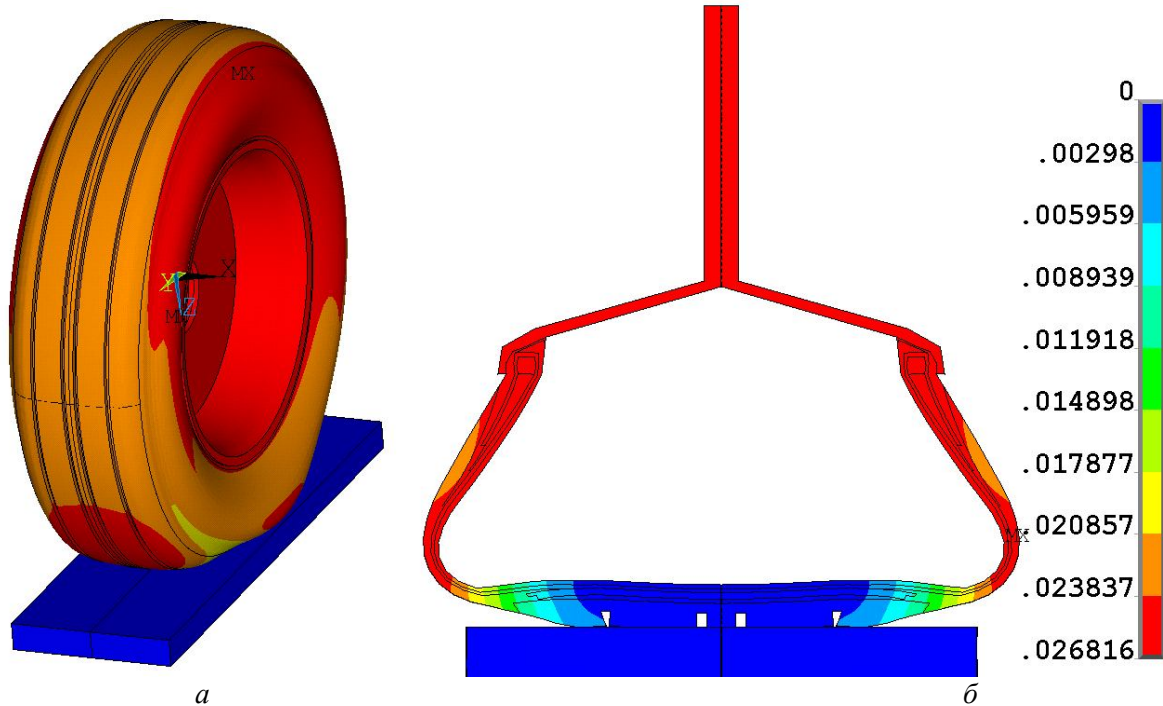


Рис. 2. Деформация шины при контактом взаимодействии с дорогой (а – общий вид, б – сечение по центру пятна контакта)

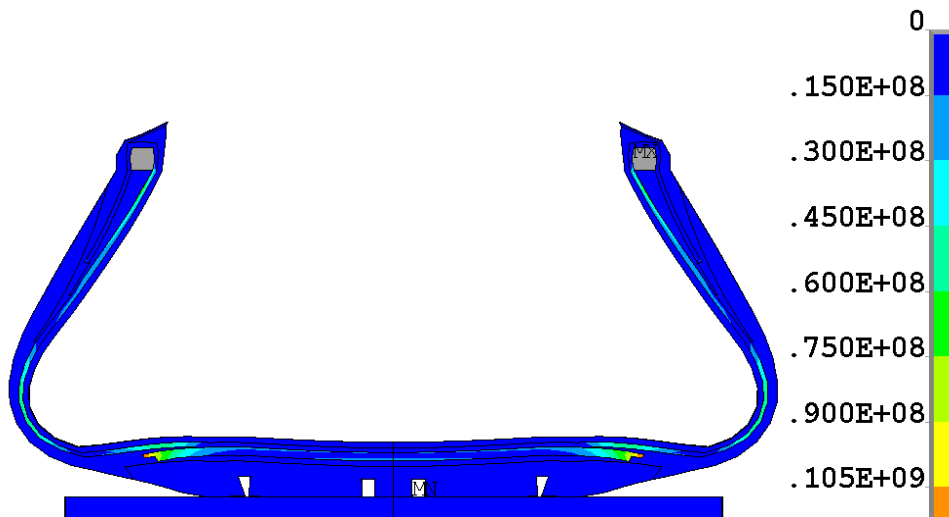


Рис. 3. Распределение эквивалентных напряжений по профилю шины при разных значениях осевой нагрузки (сечения по центру пятна контакта)

Исследование закономерностей деформирования шины в контакте с дорогой с учетом ослабления бортовой зоны в результате накопления повреждаемости. В результате динамических воздействий в шинах накапливаются микрповреждения, микротрещины, которые носят усталостную природу. При этом важно отметить, что процесс накопления усталостных микрповреждений связан с

развитием в материале не локализованной повреждаемости, которая не только приводит к зарождению усталостной трещины, но и снижает механические свойства материалов. Существующая статистика по усталостным отказам в шинах свидетельствует о том, что усталостные разрушения в основном наблюдаются в зоне борта и плечевой зоне [1,2]. Накопление повреждаемости, до зарождения трещины в плечевой зоне не оказывает влияние на общую картину деформации шины при контактом взаимодействии с дорогой. В то время как ослабление боковины у зоны борта (уменьшение жесткости в результате накопления повреждаемости и микродефектов) способно существенно исказить характер деформации шины.

В данной работе был рассмотрен случай частичного повреждения корда бортовой ленты, что привело к снижению усредненных свойств этого конструктивного элемента почти шины в 2 раза. При этом все остальные элементы шины предполагались не поврежденными. Результаты расчетов напряженно-деформированного состояния шины в контакте с дорогой для этого случая (при номинальной нагрузке 300кгс и внутреннем давлении 2 атм.) приведены на рисунке 4. Как видно из рисунка, картина деформации шины существенно отличается от распределения перемещений в неповрежденной шине (рис. 2): благодаря ослаблению бортовой ленты боковина получила возможность сильнее отклоняться – шина как бы более «надута». Кроме того, существенно выросли радиальные перемещения – на 21%. Картина распределения напряжений в шине при этом меняется не значительно.

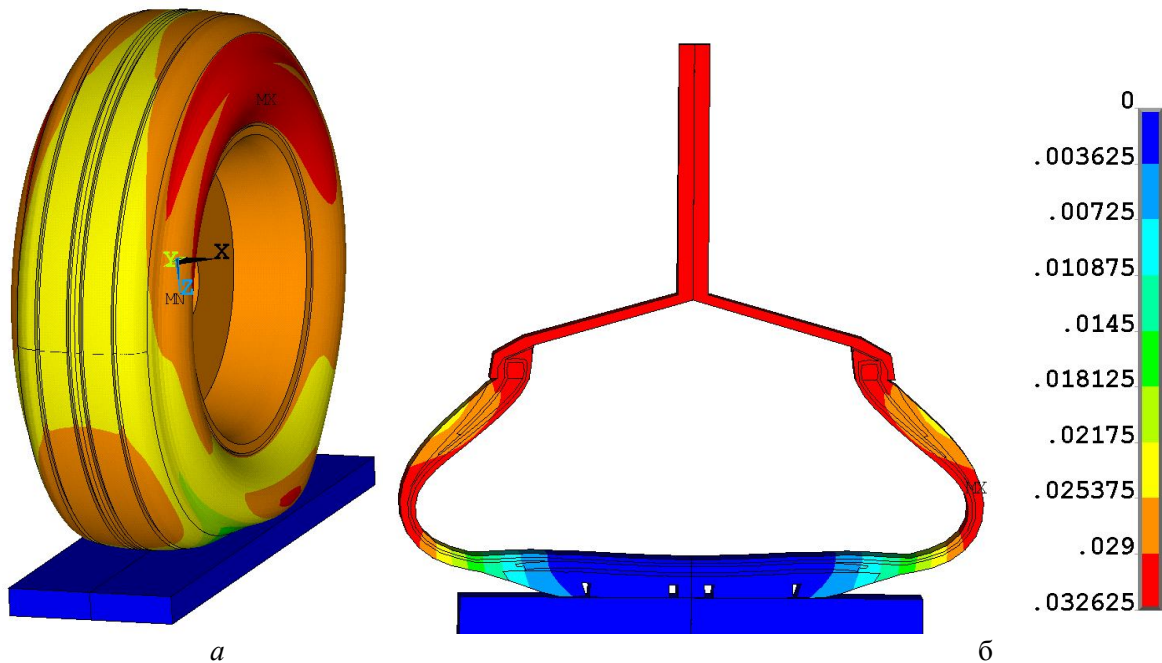


Рис. 4. Деформация шины с ослабленной повреждаемостью зоной борта при контакте с дорогой (а – общий вид, б – сечение по центру пятна контакта)

Исследование закономерностей деформирования шины в контакте с дорогой с учетом ужесточения протектора и боковины, вызванное деградацией свойств резины. Другим важным эксплуатационным фактором, влияющим на надежность и ресурс шины, является деградация свойств резины в результате ее взаимодействия с окружающей средой. Так, в работе [5] приведены результаты экспериментальных исследований по снижению прочностных и упругих характеристик шинных материалов, в результате длительного прямого взаимодействия с окружающей средой. В работе показано, что естественное старение резины приводит к уменьшению

прочности резины боковины более чем в три раза за 4 года. При этом происходит ужесточение (уменьшение эластичности) материала, так что модуль упругости за 2 года повышается почти в 2 раза. На рис. 5 приведены характерные зависимости модуля упругости и предела прочности резины боковины шины от времени старения (задано в неделях). Результаты взяты из работы [5].

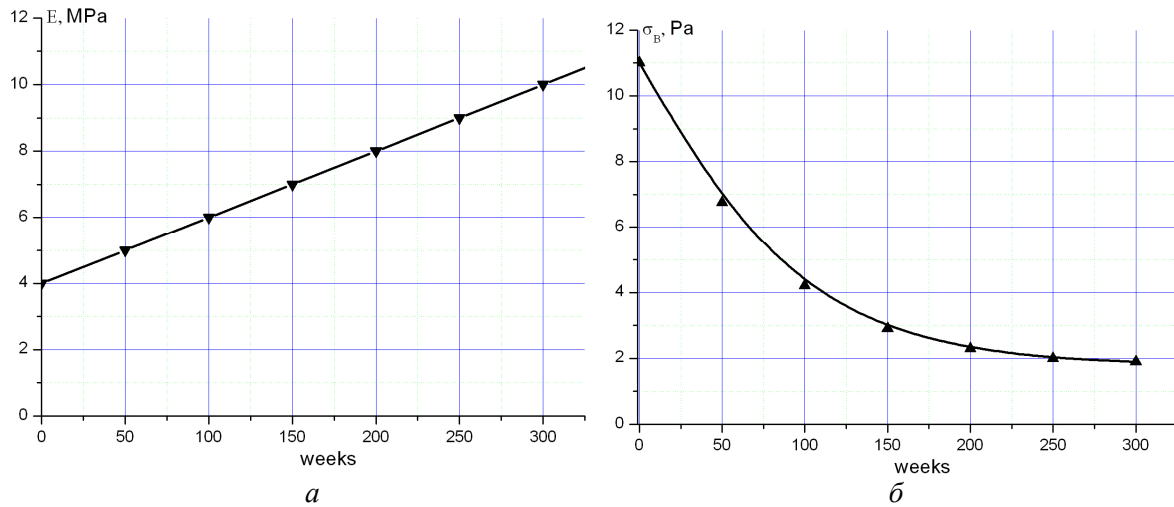


Рис. 5. Деградація свойств резины боковины шины во времени (*a* – изменение модуля упругости, *б* – изменение предела прочности)

В данной работе были проведены исследования влияние старения резины на напряженно-деформированное состояние шины в контакте с дорогой. Результаты расчетов шины с ужесточенным в 2 раза модулем упругости протектора и боковины шины приведены на рисунке 6.

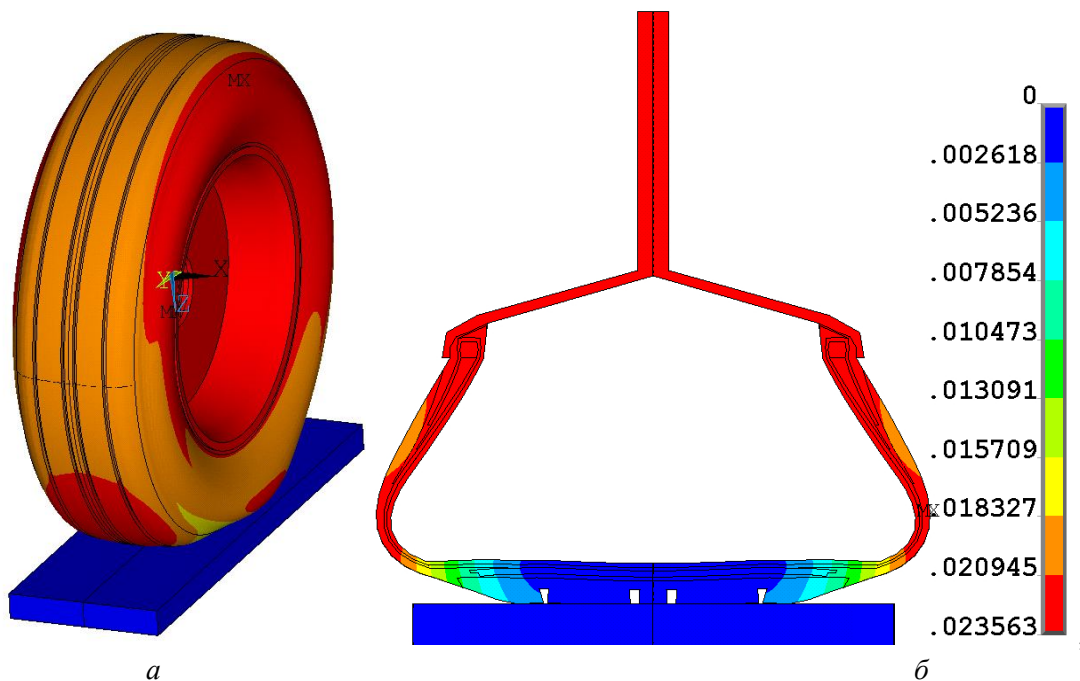


Рис. 6. Деформация шины с ужесточенной боковиной и протекторным слоем в результате деградации свойств резины (*a* – общий вид, *б* – сечение по центру пятна контакта)

Анализ результатов показывает, что деградация свойств резины на характер деформирования шины в контакте с дорогой существенного влияния не оказывает: распределение перемещений подобно тому, которое наблюдается в новой шине. Имеются лишь количественные отличия в радиальных перемещениях, которые в шине с ужесточенными свойствами на 12.3% меньше чем у исходной конструкции.

Выводы. Таким образом, в данной работе проведено исследование закономерности деформирования пневматических шин в контакте с дорогой с учетом эксплуатационных нелокализованных дефектов: усталостной повреждаемости и естественной деградацией резино-подобных материалов. При этом выявлено, что естественная деградация материалов приводит к ужесточению некоторых конструктивных элементов шины, но, вместе с тем, не меняет качественной картины распределения напряжений и перемещений в шине, а лишь несколько уменьшает суммарный радиальный прогиб (на 12%). Накопление же усталостной повреждаемости ослабляет бортовую зону, что существенно искажает картину деформирования и приводит к большим боковым перемещениям и, как следствие уменьшает радиальную жесткость, что приводит к существенному увеличению прогиба шины вплоть до 20%.

Литература: 1. Ларін О.М. Теоретичні основи оцінки працездатності шин легкового автомобіля в експлуатації: Дис... докт. техн. наук: 05.22.20. – Харків, 2001. –312с. 2. Ларін О. М. Статистичний аналіз відмов пневматичних шин легкових автомобілів / Ларін О. М., Субочев О. І., Арефін Ю. В // Вісник СХУ ім. Володимира Даля – 2010 – № 7 (149). – с. 1-4. 3. Ларин А.А. Компьютерное автоматизированное проектирование пневматических шин легковых автомобилей / А.А. Ларин, М.И. Лобас // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: сб. науч. тр. - Х.: Нац. аэрокосм. ун-т "ХАИ", 2011. – Вып. 50, 2011, 68-74 с. 4. Коханенко В.Б. Розробка методів діагностики внутрішніх руйнувань автомобільних шин в умовах експлуатації. Дис... канд. техн. наук.-Харків, 2005.-216с. 5. Baldwin J.M. Rubber aging in tires. Part 1: Field results / John M. Baldwin, David R. Bauer, Kevin R. Ellwood // Polymer Degradation and Stability. № 92, 2007. – Pp. 104-109.

Bibliography (transliterated): 1. Larin O.M. Teoretichni osnovi ocinki pracezdatnosti shin legkovogo avtomobilja v ekspluatacii: Dis... dokt. tehn. nauk: 05.22.20. – Harkiv, 2001. –312s. 2. Larin O. M. Statistichnij analiz vidmov pnevmatichnih шин legkovih avtomobiliv / Larin O. M., Subochev O. I., Arefin Ju. V // Visnik SNU im. Volodimira Dalja – 2010 – № 7 (149). – s. 1-4. 3. Larin A.A. Komp'juternoe avtomatizirovannoe proektirovanie pnevmaticheskikh шин legkovykh avtomobilej / A.A. Larin, M.I. Lobas // Otkrytye informacionnye i komp'juternye integrirovannye tehnologi: sb. nauch. tr. - H.: Nac. ajerokosm. un-t "HAI", 2011. – Vyp. 50, 2011, 68-74 s. 4. Kohanenko V.B. Rozrobka metodiv diagnostiki vnutrishnih rujnuvan' avtomobil'nih шин v umovah ekspluatacii. Dis... kand. tehn. nauk.-Harkiv, 2005.-216s. 5. Baldwin J.M. Rubber aging in tires. Part 1: Field results / John M. Baldwin, David R. Bauer, Kevin R. Ellwood // Polymer Degradation and Stability. – № 92, 2007. – Pp. 104-109.

Ларін О.О., Арефін Ю.В.

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАКОНОМІРНОСТЕЙ ДЕФОРМУВАННЯ ПНЕВМАТИЧНОЇ ШИНИ В КОНТАКТІ З ДОРОГОЮ З УРАХУВАННЯМ НАЯВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ДЕГРАДАЦІЇ МАТЕРІАЛУ

В роботі розглядаються особливості деформування пневматичних шин в контакті з дорогою при наявності не локалізованих дефектів в структурних елементах шини, які утворилися під час експлуатації. При цьому розглянуті випадки ослаблення бортової зони, в наслідок накопичення пошкоджуваності втоми та збільшення жорсткості бічної частини шини в результаті природної деградації властивостей матеріалів.

Larin AA, Arefin Y.

INVESTIGATION OF REGULARITIES OF DEFORMATION

PNEUMATIC TIRES IN CONTACT WITH THE ROAD TAKES INTO ACCOUNT AN AVAILABILITY OF OPERATIONAL MATERIAL DEGRADATION

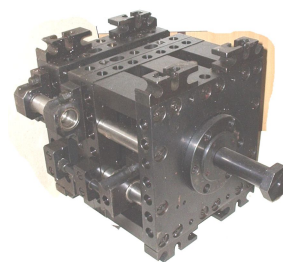
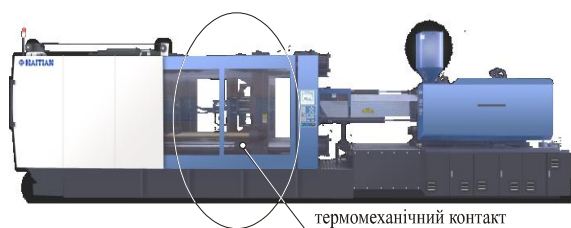
The paper deals with the deformation characteristics of pneumatic tires in contact with the road with taking into account non-localized defects in structural elements tires, which have been formed in operation. Thus, the softing of the board zones and rigidity of the sidewall have been analysed. The board zone softing assumed to be caused by the accumulation of fatigue damage and the sidewall rigidity caused by the natural degradation of material properties.

УДК 539.3

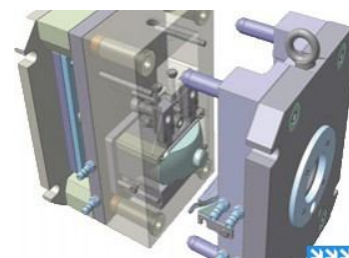
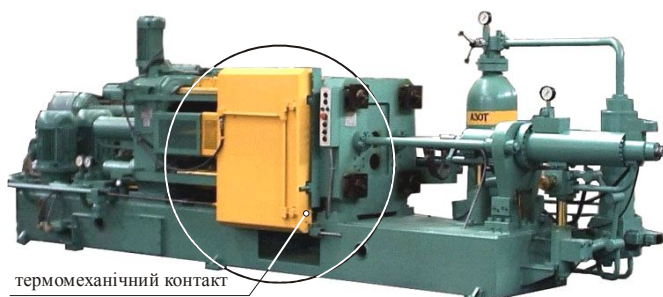
Ткачук А.М., Пеклич М.М.

**АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙНОЇ МІЦНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ
МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ ПРИ
ТЕРМОМЕХАНІЧНОМУ
КОНТАКТІ: МЕТОДИ, МОДЕЛІ, АЛГОРИТМИ**

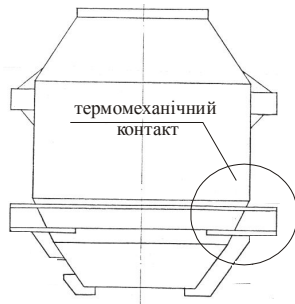
Вступ. Сучасні машини, обладнання, апарати (рис. 1) працюють в умовах високих механічних і температурних навантажень. У складі їх конструкцій містяться елементи, які знаходяться між собою у контактній взаємодії. Ця обставина змушує для аналізу їх конструкційної міцності визначати термопружний стан (ТПС) при термомеханічному контакті (ТМК). На відміну від класичних постановок термічних і пружних крайових задач, локальні постановки яких трансформуються до еквівалентних варіаційних рівнянь, контактні задачі вимагають розвитку нових підходів, наприклад, на основі теорії варіаційних нерівностей (ТВН). Це порівняно новий напрямок у механіці, і тому не всі типи задач з односторонніми обмеженнями одержали розв'язок, зокрема, з точки зору обґрунтування методів дискретизації.



Прес-форма для оснащення термопластавтоматів



Форма для лиття під тиском



Модель корпусу конвертора



Гідрооб'ємна передача

Рис. 1. Приклади машинобудівних конструкцій, елементи яких знаходяться у термомеханічному контакті

На даний час для дослідження різноманітних фізико-механічних полів за наявності обмежень на границях типу нерівностей найбільш ефективним є варіаційне формулювання таких задач, у т.ч. охоплююче механічний та термічний контакти. Проте у реальних умовах експлуатації елементів машин і механічне, і термічне навантаження діють у сукупності. А це призводить до необхідності розв'язання зв'язаної задачі термомеханічного контакту, для якої варіаційне формулювання відсутнє. З іншого боку, велике розповсюдження на практиці має випадок ТМК тіл з поверхнями узгодженої (конгруентної, співпадаючої) або близької форми, що часто призводить до появи кромочного контакту на границях спряжених ділянок поверхні. У цих зонах спостерігаються потенційні особливості (сингулярності) у розподілі шуканих величин навіть у розв'язках звичайних контактних пружних задач чи задач термічного контакту. Проте порядок особливостей у задачах зв'язаного термомеханічного контакту досліджено недостатньо, а потреби практики вимагають розвитку можливостей моделювання термопружного стану елементів машин з урахуванням термомеханічної контактної взаємодії.

Таким чином, виникає актуальна науково-практична задача удосконалення методів дослідження зв'язаного термомеханічного контакту і визначення особливостей термопружного стану для елементів машин з поверхнями узгодженої форми, що визначило напрямок дослідження, описаного у роботі.

Мета роботи полягає в удосконаленні методів та моделей для аналізу зв'язаних задач термомеханічного контакту елементів машинобудівних конструкцій по поверхнях узгодженої форми, а також визначення особливостей термопружного стану для оцінки їх конструкційної міцності.

Для досягнення мети поставлені та розв'язані наступні *задачі*:

1) на основі аналізу традиційних методів розробити узагальнений підхід до визначення термопружного стану з урахуванням термомеханічного контакту елементів машин;

2) розробити загальну варіаційну постановку та математичні моделі термопружного стану з урахуванням зв'язаного термомеханічного

контакту;

3) провести числову реалізацію математичних моделей термопружного стану;

4) розв'язати прикладні задачі аналізу ТПС з урахуванням зв'язаного термомеханічного контакту для машинобудівних конструкцій та встановити закономірності розподілу полів механічних та температурних величин;

5) провести експериментальне дослідження контактної взаємодії елементів машинобудівних конструкцій.

У результаті досліджень:

- визначено характер розподілу особливостей при термомеханічному контакті двох клинів з довільними кутами та встановлена незалежність порядку особливості у розподілі контактного тиску від порядку особливості теплових потоків;

- на прикладі контакту довгої циліндричної оболонки з бандажем встановлені характерні випадки топології ділянок контакту та відставання оболонки, а також виявлено наявність трьох характерних розмірів, які визначають різко відмінні масштаби зміни компонент термопружного стану;

- створені моделі для опису ТМК тонкостінних елементів конструкцій, які удосконалені та відрізняються від раніше відомих тим, що умови контакту записані для точок на контактній поверхні з більш коректним урахуванням стискання стінки вздовж нормалі, а також введенням додаткового ступеня вільності для опису розподілу температури по товщині;

- розроблено оболонковий скінченний елемент (СЕ), який відрізняється від традиційних удосконаленим способом урахування контактних умов на лицьовій поверхні замість серединної, що дає можливість моделювати контакт без традиційного використання тривимірних елементів, причому зі збереженням фізичних особливостей розподілу змінних стану в контакті.

Аналіз стану питання в літературі дав змогу обґрунтувати шляхи розв'язання поставлених задач [1-26]. Зокрема, проаналізовані методи розв'язання контактних задач. Серед них високими потенційними можливостями володіє теорія варіаційних нерівностей (роботи Ліонса, Гловінські, Стампак'я, Кравчука, Львова [17-19]), що дає можливість природним чином переходити до формулювань задач з нелінійностями, відкриває широкі можливості дискретних варіантів, в т.ч. скінченно-елементних постановок. Проте стандартні технології МСЕ за наявності зв'язаного ТМК можуть дати суттєву похибку. Отже, виникає задача узагальнення варіаційної постановки термопружної задачі з урахуванням зв'язаного ТМК та її адаптації до дискретизації.

Проведено аналіз методів розв'язання контактних задач з особливостями на границях областей узгоджених поверхонь контактної взаємодії, наприклад, про дію плоского штампа на пружну напівплощину (роботи Галіна, Штаєрмана,

Мухелішвілі) [20, 21] з кореневою особливістю на краях штамп, для яких ефективні методи комплексних потенціалів Колосова-Мухелішвілі, інтегральних перетворень Фур'є та Мелліна [20-23]. Але недостатньо досліджень, присвячених взаємному впливу сингулярності температурного поля та поля напружень, тоді як такі задачі актуальні для багатьох конструкцій.

Проаналізовано методи моделювання контактної взаємодії оболонок, для яких важливим чинником є вибір тієї чи іншої теорії оболонок. Так, застосування класичної теорії оболонок Кірхгофа-Лява призводить до появи особливостей на границі контакту з обмеженнями по поверхнях узгодженої форми (роботи Пелеха, Григолюка, Сухорольського) [24-26]. При застосуванні теорій типу Тимошенка та за урахування обтискання цих оболонок даного ефекту можна уникнути. Оглянуті формулювання і для термопружних задач оболонок. Установлено, що, попри досить розвинений математичний апарат, зв'язані задачі термопружного контакту оболонок мають відкриті актуальні проблеми: залежність топології контактних зон та особливостей розподілу контактних тиску і теплового потоку при механічному і ТМК від обраної теорії оболонок; розробка оболонкових СЕ, що більш коректно описують ТПС та умови ТМК.

Проведений аналіз дав можливість сформулювати задачі досліджень, розв'язання яких викладено нижче.

Математичної модель. Побудовано математичну модель термопружного стану з урахуванням зв'язаного термомеханічного контакту. При цьому формулюється зв'язана термопружна контактна задача в локальній та варіаційній постановках. На прикладі частинних задач для двох плоских клинів та циліндричної оболонки визначено порядок особливостей в розподілі контактного тиску і теплових потоків. У сукупності це складає математичну модель для дослідження ТПС елементів машин з урахуванням ТМК.

Наведена локальна постановка зв'язаної термопружної контактної задачі. На прикладі контакту двох тіл 1 і 2, що займають у просторі області V_1 , V_2 (рис. 2), записані основні співвідношення:

- геометричні (Коші) –
$$2\varepsilon_{ij} = u_{i,j} + u_{j,i}; \quad (1)$$

- фізичні (Дюамеля-Неймана та Фур'є)

$$\sigma_{ij} = E_{ijkl}(\varepsilon_{kl} - \alpha_{kl}(T - T_{ref})), \quad (2)$$

$$q_i = -\lambda_{ij}(T) \cdot T_{,j}; \quad (3)$$

- рівняння рівноваги та балансу енергії

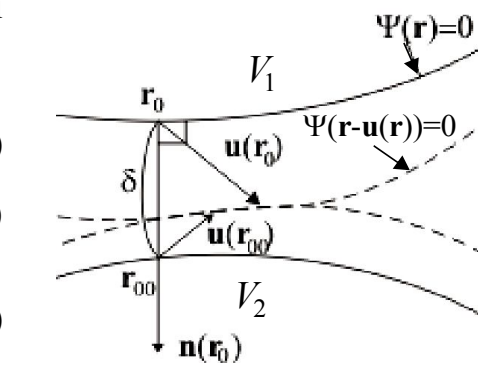


Рис. 2. Кінематика контакту двох тіл

$$\sigma_{ij,j} + X_i = 0; \quad (4)$$

$$-q_{i,i} + w = c\rho\dot{T} + 3K\alpha T\dot{\theta}; \quad (5)$$

- граничні умови для механічних величин –

$$u|_{S_u} = u^*; \quad (6) \quad \sigma_{ij}n_j|_{S_F} = X_{vi}; \quad (7)$$

$$u_i^{(1)}n_i - u_j^{(2)}n_j \leq \delta; \quad (8) \quad \tau^{(1,2)} = 0; \quad (9)$$

- температурні граничні умови (можуть бути 3-х типів) –

$$T|_{S_T} = T^*; \quad (10) \quad q_i n_i|_{S_q} = q^*; \quad (11) \quad \beta(T - T_{bulk})|_{S_{conv}} = q_i n_i; \quad (12)$$

- умови неідеального термомеханічного контакту –

$$(T^{(1)} - T^{(2)})|_{S_\sigma} = h_c(\sigma_N)q_i n_i; \quad q_i^{(1)}n_i = -q_j^{(2)}n_j. \quad (13)$$

Тут $u_i, \sigma_{ij}, \varepsilon_{ij}$ ($i, j = \overline{1,3}$) – компоненти вектора переміщень та тензорів напружень і деформацій, $3\theta = u_{i,i}$ – об'ємна деформація; T – температура в точках тіла; σ_N, τ – нормальні та дотичні напруження; $E, \nu, \alpha, \rho, c, \lambda_{ij}$ – модуль пружності, коефіцієнт Пуассона, коефіцієнт лінійного розширення, густина, теплоємність та теплопровідність відповідно; X_{iv} – поверхневе навантаження; β – коефіцієнт тепловіддачі; S_u, S_F – частини поверхні тіла, де задані кінематичні, силові та контактні умови; S_T, S_q, S_{conv} – частини поверхні тіла, де задані температури, теплові потоки і конвекція відповідно; S_σ – поверхня неідеального температурного контакту.

Система співвідношень (1)-(13) задає повну систему рівнянь, початкових і граничних умов, контактних обмежень для нестационарної зв'язаної термопружної контактної задачі. Вона містить співвідношення типу рівність та нерівність. Нерівності зумовлюють основну складність даної задачі, оскільки роблять невідомими також самі області контакту. Слід зауважити, що співвідношення типу (13) зв'язують температуру (або тепловий потік) і контактний тиск на частині поверхні S_c , тому зв'язаними є компоненти ТМК, а, значить, і опосередковано – ТПС усіх взаємодіючих тіл. У цьому контексті дану задачу можна розглядати як зв'язану.

Для розв'язання таких задач застосовано методи теорії варіаційних нерівностей. Для цього вводиться у розгляд простір Соболева функцій $v = \{v^{(1)}, v^{(2)}, \dots, v^{(N)}\}$ (N – число тіл у контакті), які мають узагальнені похідні, що сумуються з квадратом, і задовольняють граничним умовам типу рівності, та підмножину K^\wedge в цьому просторі, причому

$$\|v^{(\alpha)}\| = \left[\int_{V_\alpha} v_i v_i dV + \int_{V_\alpha} v_{i,k} v_{i,k} dV \right]^{1/2}; \quad (14)$$

$$K^\wedge = \{v^\alpha \mid v^\alpha \in V; (v_i^\alpha - v_i^\beta) n_i^{(\alpha)} \leq \delta^{(\alpha\beta)}\}.$$

Для пружної задачі (λ, μ – параметри Ляме) справедлива варіаційна нерівність

$$A(u, v - u) \geq L(v - u) \quad \forall v \in K^\wedge, u \in K^\wedge, \quad (15)$$

$$A(u, v) = \int_V [2\mu \varepsilon_{ij}(u) \varepsilon_{ij}(v) + \lambda \theta(u) \theta(v)] dV;$$

$$L(v) = \int_V [X_i v_i + \alpha T (\lambda + \frac{2}{3} \mu) \varepsilon_{ii}(v)] dV + \int_{S_F} X_{v_i} v_i dS,$$

що еквівалентна проблемі пошуку аргументу з умови мінімізації функціоналу

$$J(u) = \frac{1}{2} A(u, u) - L(u), u \in K^\wedge. \quad (16)$$

Для термопружної задачі (для системи двох тіл):

$$\sum_{e=1}^2 \left\{ \int_{V^e} (-q_i^e \delta T_{,i}^e + w^e \delta T^e) dV + \int_{S_q^e} q^{*e} \delta T^e dS + \int_{S_{conv}^e} [(1/\beta)(T^e - T_{bulk}) \delta T^e] dS \right\} + \int_{S_c} [1/h_c(\sigma_N)] (T^1 - T^2) (\delta T^1 - \delta T^2)$$

$$\sum_{e=1}^2 \left\{ \int_{V^e} \{ [E_{ijkl}^e u_{i,j}^e \delta u_{k,l}^e - (E_{ijkl}^e \alpha_{kl}^e T^e)_{,j}] \delta u_i^e \} dV - \int_{V^e} X_i^e \delta u_i^e dV + \int_{S_F^e} X_{V_i}^e \delta u_i^e dS \right\} + \delta I_c^u = 0;$$

$$I_c^u = \int_{S_c} \sigma_N [(u_i(r_0) - u_i(r_{00})) n_i - \delta] dS. \quad (19)$$

Таким чином, співвідношення (1)-(19) складають локальні та слабкі форми рівнянь для термопружної задачі з ТМК.

Як один із важливих частинних випадків досліджено термопружний контакт двох клинів (рис. 3) довільних кутів розхилу, з'єднаних вздовж однієї з граней. Клин виготовлений з двох різних матеріалів, а по спільній грані реалізується умова ідеального теплового контакту. На вільних гранях відомі теплові потоки, нормальні і дотичні навантаження. Напруження τ і температура T задовольняють умовам регулярності: $T, \tau_{rr}, \tau_{\theta\theta}, \tau_{r\theta} = O(r^{-1-\delta})$ при $r \rightarrow \infty$ для будь-якого $\delta > 0$. Потрібно визначити вплив температурних деформацій на порядок сингулярності напружень у вершині клинів, що здійснюється у наступній послідовності.

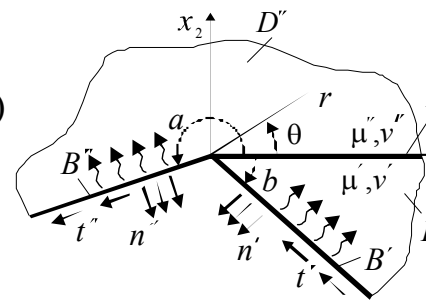


Рис. 3. Система двох клинів

Спочатку розв'язана задача теплопровідності. До рівняння теплопровідності $\nabla^2 T = 0$ застосовано перетворення Мелліна (трансформанта (образ) Мелліна від деякої функції $f(r)$ визначається як $\mathfrak{F}\{f; s\} = \int_0^{\infty} f(r)r^{s-1}dr \equiv \hat{f}$). Тоді вихідне рівняння перетвориться на звичайне диференціальне з розв'язком:

$$(s^2 + d^2 / d\theta^2) \mathfrak{F} = 0 \quad \Rightarrow \quad \mathfrak{F}(s, \theta) = a(s) \sin(s\theta) + b(s) \cos(s\theta). \quad (20)$$

Підстановка (20) у граничні умови дає систему рівнянь з визначником D :

$$D(a, b, \gamma, s) = \sin s(a + b) + \gamma \sin s(a - b), \quad \gamma = (\lambda' - \lambda'') / (\lambda' + \lambda''), \quad (21)$$

де співвідношення коефіцієнтів теплопровідності $\gamma \in (-1; 1)$.

Корені рівняння $D(a, b, \gamma, s) = 0$ є дійсними. Асимптотика теплового потоку може мати форму ρ^{-1-p} , якщо у $D(a, b, \gamma, s)$ на проміжку $-1 < s < 0$ є корені, та бути скінченною в протилежному випадку.

Для задачі термопружності для тих же двох клинів (див. рис. 3), використовуючи функції напружень Ері ϕ' і ϕ'' , для кожної з них одержано:

$$\nabla^4 \phi + [(\alpha E) / (1 - 2\nu)] \nabla^2 T = 0, \quad \nabla^2 T = 0 \quad \Rightarrow \quad \nabla^4 \phi = 0. \quad (22)$$

На основі перетворення Мелліна із (22) –

$$(s^2 + d^2 / d\theta^2) [(s + 2)^2 + d^2 / d\theta^2] \mathfrak{F} = 0 \Rightarrow \\ \Rightarrow \phi(s, \theta) = a(s) \sin(s\theta) + b(s) \cos(s\theta) + \\ + c(s) \sin(s\theta + 2\theta) + d(s) \cos(s\theta + 2\theta). \quad (23)$$

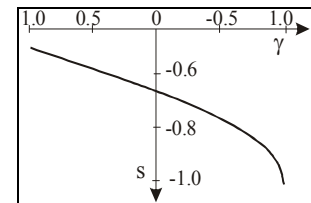


Рис. 4. Порядок особливості залежно від γ

Задоволення граничним умовам приводить до визначення невідомих констант інтегрування, і тоді напруження аналітичні всюди, за виключенням полюсів визначника D системи з граничних умов, який (що важливо!) *не залежить* від температури. Порядок сингулярності напружень при $r \rightarrow 0$ визначається залежно від величини кутів клинів a , b та 2-х комбінацій 4-х пружних констант матеріалів. Залежно від кореня s_1 асимптотика компонент напружень як функція ρ поблизу вершини клина може приймати одну із наступних форм: $a - \rho^{s_1-1}$, якщо s_1 дійсне і $0 < s_1 < 1$; $b - \rho^{\xi-1} \cos(\eta \ln \rho)$ або $\rho^{\xi-1} \sin(\eta \ln \rho)$, якщо $s_1 = \xi + i\eta$ комплексне та $0 < \xi < 1$; $v - \ln \rho$; $g - \text{const}$ (включаючи нуль).

Частинні випадки. При $\gamma = 0$ визначник $D = \sin(s(a + b))$, коренями

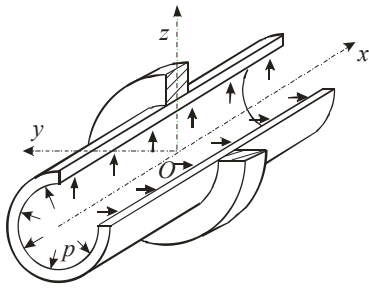


Рис. 6. Циліндрична оболонка з бандажем

якого є послідовність $s_i = i(a + b) / \pi, i = 0, \pm 1, \pm 2, \dots$. Максимальний корінь $s = (a + b) / \pi$, і відповідно з установленими раніше умовами регулярності розв'язку теплові потоки залишаються скінченними при $a + b \leq \pi$. Якщо $a + b > \pi$, то порядок особливості σ визначається за формулою $\sigma = (a + b) / \pi - 1$. Для всіх інших випадків існування особливості розв'язку можна встановити за знаком $D(a, b, \gamma, s)$ на лівій границі смуги $s = -1$. Щоби

тепловий потік
необхідна і

Таблиця 1 залишався скінченним, достатня умова:

| Параметри оболонки | Тип теорії | |
|--------------------|---------------------------|----------------------|
| | Класична/Рейснера-Власова | Типу Тимошенка |
| D | $Eh^3/12(1-\nu^2)$ | |
| P | 0 | $Eh^3/5R^2(1-\nu^2)$ |
| K | | Eh/R^2 |
| Y | 0 | $h^2/5(1-\nu)$ |

$$\sin s(a + b) + \gamma \sin s(a - b) \Big|_{s=-1} \geq 0. \quad (24)$$

Важливий випадок: $a = \pi, b = \pi/2$. Порядок особливості залежно від γ – на рис. 4. Відносно a і b залежність σ при різних γ представима у вигляді ліній рівня поверхні (рис. 5).

Схема розв'язання термопружної контактної задачі для тонкостінних елементів машинобудівних конструкцій враховує наступні особливі чинники:

- 1) застосування того чи іншого типу кінематичних гіпотез деформації;
- 2) форма умов спряження на поверхні контакту, в першу чергу – спосіб урахування податливості тонкостінної конструкції у напрямі нормалі;
- 3) спосіб урахування зв'язаних умов термомеханічного контакту.

У роботі на прикладі циліндричної оболонки спочатку досліджується вплив перших двох чинників на її поведінку в механічному контакті, а потім – вплив третього. Об'єкт дослідження – осесиметричний контакт жорсткого бандажа шириною $2a$, насадженого без зазору, натягу і тертя на нескінченну оболонку радіусом R і товщиною h , навантажену тиском p (рис. 6).

Ставиться задача виявлення можливих конфігурацій зон контакту та визначення параметрів, за яких вони реалізуються. Для розв'язання залучено декілька теорій оболонок. Основні співвідношення при

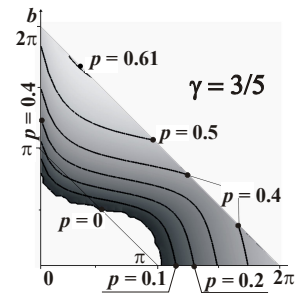


Рис. 5. Порядок особливості залежно від кутів a, b

цьому: диференціальні рівняння вигину в області контакту і вільній від контакту; фізичні співвідношення; граничні умови і спряження розв'язків на сусідніх ділянках. На проміжку, вільному від контакту, прогин оболонки w задовольняє рівнянню

$$Lw = p + Y(d^2 p / dx^2). \quad (25)$$

Тут $L = D(d^4 / dx^4) + P(d^2 / dx^2) + K$ – оператор задачі, параметри D, P, K, Y – в табл. 1. Загальний розв'язок однорідного рівняння (25)

$$w = e^{-sx}(c_1 \cos rx + c_2 \sin rx) + e^{sx}(c_3 \cos rx + c_4 \sin rx),$$

де s, r – дійсна та уявна частина коренів характеристичного рівняння $D\lambda^4 + P\lambda^2 + K = 0$. Частинний розв'язок для $p = \text{const}$ – $w_p = p / K$. Границі зон контакту a_i та константи інтегрування визначаються із граничних умов при $x = 0; x = \infty$ та спряження при $x = a_i$. Топології контакту – на рис. 7. На рис. 8 – одержана загальна діаграма їх варіантів залежно від параметрів оболонки та бандажу.

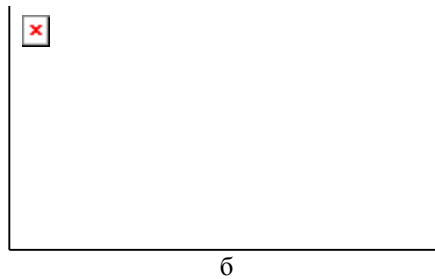
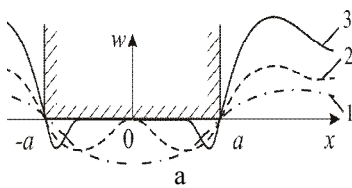


Рис.7. Топології контакту для класичної теорії та типу Тимошенка (а) і типу Рейснера-Власова (б)

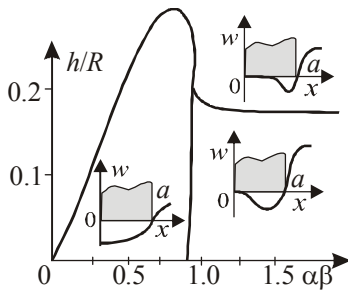


Рис. 8. Діаграма типів контактів

Побудовано аналітичний розв'язок *термопружної* контактної задачі про взаємодію циліндричної оболонки з бандажем. Враховано 2 чинники: вплив гіпотез розподілу шуканих величин за товщиною; спосіб урахування умов контакту. Розрахункова схема – на рис. 9 (T_k – температура бандажу, T_0 – торцевих поверхонь оболонки). Запропоновано лінійну апроксимацію деформацій та квадратичну – температури:

$$\varepsilon_x = \varepsilon_{x0} + z\kappa_1; \varepsilon_y = \varepsilon_{y0} + z\kappa_2; \gamma_{xy} = \gamma_{xy0} + z\kappa_{12};$$

$$T = T_1 + zT_2 + \{[z^2 - (h/2)^2] / (2hk)\}(q^+ - q^-). \quad (26)$$

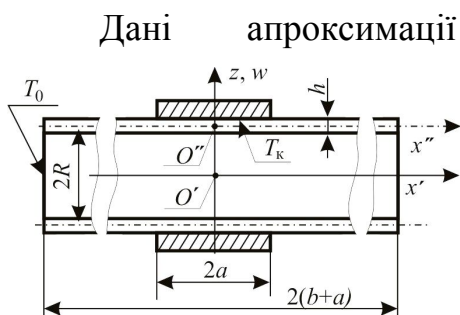


Рис. 9. Термопружний контакт оболонки з бандажем

Дані апроксимації задовольняють 3-вимірні рівняння термопружності інтегрально до 4-го ступеня по z . Тоді при коефіцієнті лінійного розширення α визначальне рівняння:

$$Dw^{IV} + Kw = p - D\alpha(1 - \nu)(T_2)'' + K\alpha T_1 R.$$

(27)

В зоні контакту переміщення на зовнішній поверхні повинні відповідати зазору в контакті: $w^+ = w_k$. Після інтегрування ϵ_z по товщині

$$w^+ = w + \frac{\nu h^2}{8} \left(\frac{d^2 w}{dx^2} + \alpha T_2 \right) - \frac{13hp^+}{32E} + \alpha \left(\frac{3hT_1}{8} + \frac{23h^2 T_2}{96} \right), \quad (28)$$

де p^+ – контактний тиск на зовнішній поверхні.

Звідси

$$Dw^{IV} + Bw'' + (K + C)w = C \{ w_k - \alpha h [3T_1 / 8 + (23/96 + \nu/8)hT_2] \} - D\alpha(1-\nu)(T_2)'' + K\alpha T_1 R.$$

Тут $C = 32E / 13h$; $B = 4Eh\nu / 13$. Рівняння для температурного поля:

$$\begin{cases} kh(T_1)'' + q^+ + q^- = 0; \\ kh^2(T_2)'' / 12 - kT_2 + (q^+ - q^-) / 2 = 0, \end{cases} \quad (29)$$

q^+ , q^- – теплові потоки на верхній та нижній поверхнях відповідно. Умови

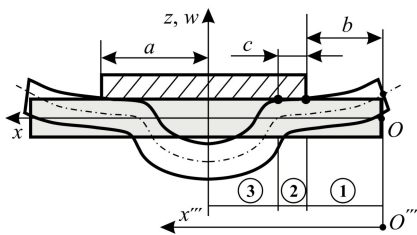


Рис. 10. Характерна картина розподілу прогинів оболонки і контактних зон на фіксованій конфігурації контакту з однією зоною відриву

$$T^+ = T_1 + (h/2)T_2 = T_k \quad \text{або}$$

$(h_c)^{-1} q^+ = T_k - [T_1 + (h/2)T_2]$ діють для ідеального та неідеального теплового контакту. Топологія контактних зон визначаються граничними та умовами спряження розв'язків на окремих ділянках. Для ідеального ТМК при конфігурації, що на рис. 10 (тут 1 – вільна ділянка; 2 – зона контакту; 3 – зона відриву):

$$T_1^{(1)} = C_1 + C_2 x; \quad T_2^{(1)} = C_3 \operatorname{sh} \beta_{t0} x + C_4 \operatorname{ch} \beta_{t0} x;$$

$$w^{(1)} = C_5 \operatorname{ch} \beta x \cos \beta x + C_6 \operatorname{ch} \beta x \sin \beta x + C_7 \operatorname{sh} \beta x \cos \beta x + C_8 \operatorname{sh} \beta x \sin \beta x + w_{t1}^{(1)} + w_{t2}^{(1)};$$

$$w_{t1}^{(1)} = \alpha R (C_1 + C_2 x), \quad \beta_{t0} = (2\sqrt{3}) / h; \quad \beta = \sqrt[4]{3(1-\nu^2) / R^2 h^2};$$

$$w_{t2}^{(1)} = -[(C_3 \operatorname{sh} \beta_{t0} x + C_4 \operatorname{ch} \beta_{t0} x) \alpha (1-\nu)] (\beta_{t0})^2 / [(\beta_{t0})^4 + 4\beta^4].$$

Остання компонента дає швидко затухаючий розв'язок виду $e^{-\beta_{t0} x}$ з характерним розміром h ; $w_{t1}^{(1)}$ змінюється з характерним розміром b ; а загальний розв'язок має характерний розмір осциляції \sqrt{Rh} . Таким чином, на першому інтервалі поєднується три доданки з різко відмінними масштабами $b \gg \sqrt{Rh} \gg h$, що затрудняє числове моделювання розв'язків подібних задач. На другому інтервалі характерний розмір осциляції $1/r \sim h$, а на ділянці 3 – аналогічно першій. Одержані співвідношення, виявлені якісні ефекти та установлені кількісні оцінки дають змогу, по-перше, перейти напряму до дискретизації задачі, по-друге, є тестами для оцінки дискретних моделей, а по-

третє, визначають раціональний характер дискретизації.

У комплексі всі описані вище підходи, методи та моделі складають теоретичну основу для розв'язання зв'язаних задач ТМК.

Числове моделювання термопружного стану машинобудівних конструкцій. Запропоновано чисельно-аналітичний спосіб вичленення сингулярностей шляхом представлення розв'язку у вигляді суми „регулярної” та „сингулярної” частини, поведінка якої визначається із аналітичного розв'язку задачі (див. вище) та на основі аналізу послідовності числових розв'язків на згущуваних сітках СЕ [11, 12].

Розроблена просторова і часова дискретизація зв'язаної контактної задачі за допомогою МСЕ на прикладі модифікованих двовимірних чотирикутних білінійних СЕ у переміщеннях. Віртуальний контактний тепловий потік дискретизується без використання додаткових ступенів вільності і враховується безпосередньо в матриці ефективної теплопровідності. Інтегрування за часом – модифікованим варіантом β -методу Ньюмарка зі стабілізацією осцилюючого контактного тиску і теплових потоків, яка досягається інтегруванням контактних величин тільки в неявному вигляді. Умови додатності контактного тиску записуються в половинні кроки часу:

$$\begin{bmatrix} M_{uu} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{d} \\ \mathbf{r} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ D_{Tu} & D_{TT} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{d} \\ \mathbf{r} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{uu} & K_{uT} \\ 0 & \tilde{K}_{TT} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{d} \\ \mathbf{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_u + f_c \\ f_T \end{bmatrix}, \quad (30)$$

$$\mathbf{z} \leq \mathbf{0}; \quad \mathbf{M}^T \mathbf{d} - \mathbf{g}_N \geq \mathbf{0}; \quad \mathbf{z}^T (\mathbf{M}^T \mathbf{d} - \mathbf{g}_N) = 0. \quad (31)$$

Тут $M_{uu} = \int_V \rho \mathbf{N}_u^T \mathbf{N}_u dV$ – матриця мас, $\tilde{K}_{TT} = K_{TT} + K_{TT}^c$ – матриця теплопровідності з урахуванням контакту; а $f_c = \mathbf{Mz}$ – вектор вузлових контактних навантажень. Покрокове інтегрування методом трапецій з використанням неявного вигляду для контактних величин узгоджується з умовами Каруша-Куна-Таккера в половинному кроці:

$$\mathbf{z}_{n+1/2} \leq \mathbf{0}; \quad \mathbf{M}^T \mathbf{d}_{n+1} - \mathbf{g}_N \geq \mathbf{0}; \quad \mathbf{z}_{n+1/2}^T (\mathbf{M}^T \mathbf{d}_{n+1} - \mathbf{g}_N) = 0. \quad (32)$$

У запропонованому алгоритмі „механічні” та „теплові” нелінійності розпадаються, надаючи певні вигоди при ітераційному задоволенні розв'язувальних рівнянь.

Представлене зв'язане формулювання має переваги: сумісна апроксимація системи рівнянь, числова стійкість і ефективність порівняно з існуючими пакетами МСЕ.

Для моделювання термопружної контактної взаємодії циліндричних оболонок запропоновано осесиметричний оболонковий СЕ з більш коректним записом контактних умов та усуненням поганої обумовленості задачі (т.з. „локінг”). Враховуються поперечні деформації (через контактний тиск) і розподіл

температури по товщині (2 параметри – (26)), застосування методу Гальоркіна до рівнянь (27) і (29) дає:

$$\begin{cases} \int_{\Omega} (w'' D \cdot \delta w'' + w K \cdot \delta w) dx = \int [(p - D\alpha(1 - \nu)) \\ \int_{\Omega} kh(T_1)' \cdot \delta(T_1) dx = \int (q^+ + q^-) \cdot \delta(T_1) dx; \\ \int_{\Omega} [(kh^2 / 6)(T_2)' \cdot \delta(T_2)' + kT_2 \cdot \delta(T_2)] dx = \int (q^- - q^+) \cdot \delta(T_2) dx, \end{cases} \quad (33)$$

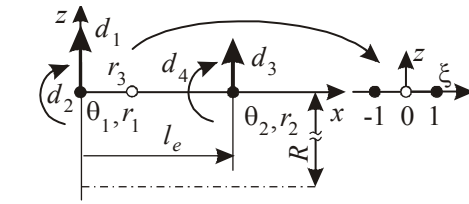


Рис. 11. Геометрія пропонованого СЕ в природних і власних координатах

або в матричному вигляді

$$\mathbf{w} = \mathbf{d}^{(T)} \mathbf{N}^{(d)}; \quad \mathbf{T}_1 = \mathbf{N}^{(\theta)} \boldsymbol{\theta}; \quad \mathbf{T}_2 = \mathbf{N}^{(r)} \mathbf{r}, \quad (34)$$

$$\mathbf{K}^e [\mathbf{d} \quad \boldsymbol{\theta} \quad \mathbf{r}]^T = [\mathbf{f}_d \quad \mathbf{f}_\theta \quad \mathbf{f}_r]^T, \quad (35)$$

де \mathbf{N} – функції форми, \mathbf{K}^e – матриця жорсткості СЕ.

Для дискретизації створено СЕ, наведений на рис. 11 (d_1, d_3 – вузлові прогини; d_2, d_4 – кути повороту; θ_1, θ_2 – вузлові значення середньої

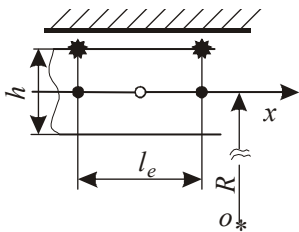


Рис. 12. Точки ідентифікації контакту на зовнішній поверхні:

- – вузол зі змінною $w(x)$;
- – додатковий вузол із температурною змінною;
- ★ – місце ідентифікації контакту

температури; r_1, r_2, r_3 – вузлові значення для градієнту температури по товщині). Урахування контактних умов проводиться в даному СЕ в точках лицьової поверхні. У контакті задовольняються температурні та механічні контактні умови (рис. 12), записані відносно своїх дискретних значень (аналогічно (28)). Звідси виводиться матриця контактної жорсткості \mathbf{K}_i^T , яка є несиметричною і містить зв'язані термопружні компоненти, і контактна сила – вектор \mathbf{f}_i^T . Додавання цих матриці та

вектору до відповідних компонент у системі (35) завершує формування розв'язувальних співвідношень. Звідси – більш коректне моделювання без втрати якісних фізичних особливостей ТПС з урахуванням ТМК саме цими СЕ, а не 2D або 3D, що різко скорочує обчислювальні витрати (при збереженні точності розв'язку). Проведене тестування продемонструвало високу точність та ефективність запропонованого СЕ.

Розв'язання прикладних задач про

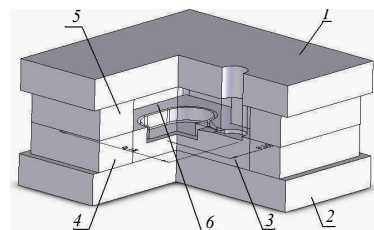


Рис. 13. Схема ПФ: 1, 2 – рухома і нерухома плити; 3 – гніздо; 4, 5 – нерухома і рухома півматриці; 6 – площа рознімання

моделювання термопружного стану елементів прес-форм і гільз циліндрів гідروпередачі.

При дослідженні ПФ розв'язувалося 3 задачі: стаціонарна (3D) задача (кольорове лиття); нестационарна 2D-задача (кольорове лиття); термопружна контактна 3D задача (лиття термопластів).

Перша задача розв'язана для ПФ (рис. 13), на яку діють механічні і температурні навантаження. Важлива послідовність їх прикладання: зусилля замикання, заповнення у форму, витримка деталі (зусилля підпресовування), охолодження виливка, охолодження. Розглянуто блок прес-форми для лиття деталі типу „кришечка”. Деталь – із силуміну товщиною стінки 3 мм і габаритами 100x170 мм. Деталі ПФ – із сталі 4X5МФС та 20Л. Зусилля запирання ПФ – 1,6 МН, а пресування – 160 кН, температура заливки – 650°C, цикл діє 60 с. Були одержані результати СЕ моделювання ТПС протягом усієї історії навантаження (рис. 14). Це дає

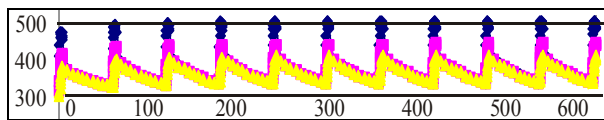


Рис. 16. Температура різних точок ПФ протягом перших 10-ти технологічних циклів

змогу на основі багатоваріантного аналізу установити конструктивні та технологічні параметри ПФ за критеріями міцності, відсутності локального розкриття на площині рознімання (може призвести до появи облою), габаритів тощо.

Друга задача – нестационарна осесиметрична для ПФ (рис. 15). Розраховано її температурний режим, а також враховані температурні деформації. Геометрична модель складається з виливки 1, вкладишів 2, 3, обойм 4, 5, а також рухомої і нерухомої плит 6, 7. Матеріал ПФ – сталь 4X5МФС, виливка – Ал2. Перед початком першого циклу форма вважалася холодною ($T_{\phi} = 20^{\circ}\text{C}$). У ході розрахунків були отримані розподіли компонент ТПС в різні моменти часу (рис. 16-18).

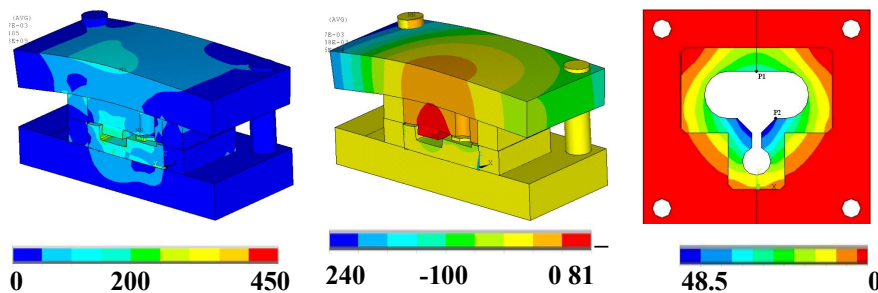


Рис. 14. – Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа), осьові переміщення (мкм), зазор у контактному спряженні (мкм) по площині рознімання ПФ

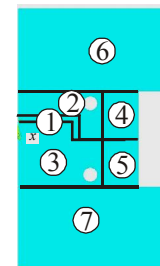


Рис. 15. Геометрична модель ПФ

З аналізу результатів можна зробити наступні висновки:

- 1) температурний режим усталюється після 5-10 циклів;
- 2) температурні деформації істотно

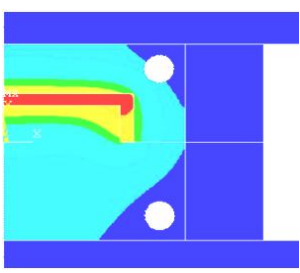


Рис. 17. Температурне поле (К) в ПФ

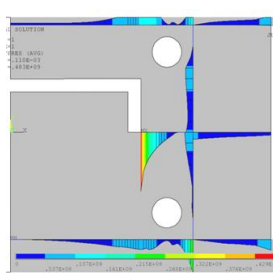


Рис. 18. Контактний тиск (МПа) у спряженнях ПФ

підвищують контактний тиск навколо ливарної порожнини і покращують зімкнення форми;

3) на ливарній поверхні ПФ діють підвищені температури, і питання її міцності необхідно досліджувати з урахуванням зміни властивостей при підвищених температурах.

Завершує дослідження ПФ приклад реалізації, адаптованої до використання у промисловості в умовах проектування ПФ для термопластавтоматів: автоматизований препроцесінг, багатоваріантність розрахунків ТПС, постпроцесінг та синтез структури і параметрів ПФ, і разом з тим – зі збереженням усіх можливостей моделювання ТМК. Для цього на прикладі ПФ для термопластів розроблено комплекс програм і моделей, що інтегруються в систему ANSYS, управляються через мову APDL, мають інтерфейс через Delphi-програму та обробляють дані через Excel.

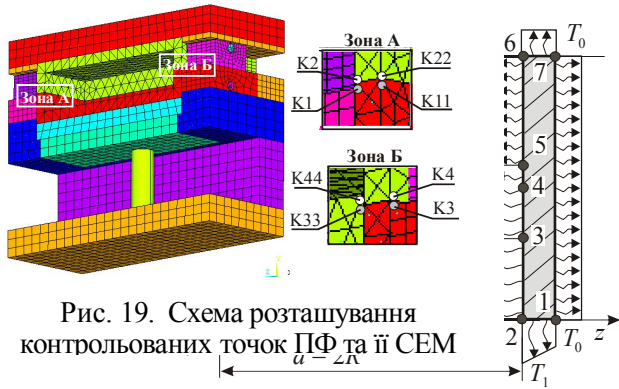


Рис. 19. Схема розташування контрольованих точок ПФ та її СЕМ

Рис.23. Розрахункова схема гільзи

Основними силовими чинниками, що впливають на ПФ (рис. 19), є зусилля обтискання півматриць гвинтами, закріпленими в обоймі (зусилля T); зусилля закриття ПФ P_3 ; тиск упорскування розплаву (p) і нагрів елементів ПФ. Через невисокий рівень температурних деформацій (нагрів – у межах 120°C - 180°C) основна увага була зосереджена на перших трьох чинниках.

Відповідно, досліджуються 3 етапи прикладання навантаження у діапазонах: $T = 0 \div 30$ кН, $P_3 = 0 \div 1$ МН і $p = 0 \div 10$ МПа. Як контрольовані параметри виступають переміщення деяких точок у спряженні півматриць.

На рис. 20, 21 представлені результати розрахунків.

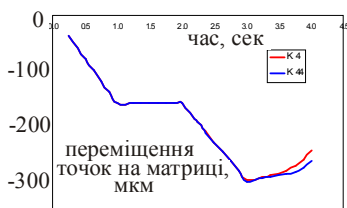


Рис. 20. Розкриття зазору між точками K4 і K44 в ПФ (див. рис.18)

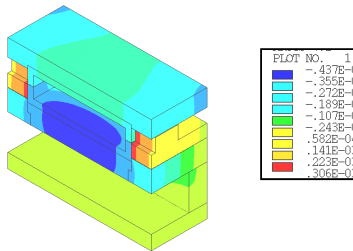


Рис.21. Осьові переміщення в ПФ

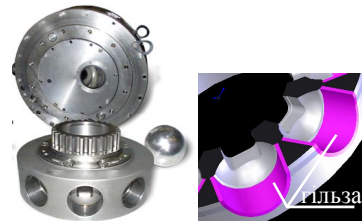


Рис.22. Гідропередача ГОП-900

Особливості НДС ПФ:

1) осьові (нормальні) переміщення точок півматриць, з одного боку, і плит, з іншого, є узгодженими по поверхнях їх спряження, тобто між ними не виникає зазорів;

2) бічні (тангенціальні) переміщення точок півматриць терплять розриви уздовж площини рознімання;

3) по площині роз'єму півматриць у середній частині між бічними опорами

виникають зони відриву (відбувається локальне розкриття стику), що може призводити до утворення облою. Вертикальні переміщення всіх точок півматриць поводяться ідентично: осідання приблизно на 300 мкм від дії зусиль обтискання і закриття ПФ, а потім тільки незначні зміни переміщень (до 50 мкм) від дії тиску уприскування матеріалу з утворенням локальних зазорів (до 50 мкм).

Розв'язана також задача контактної взаємодії втулки (гільзи) з циліндром високонавантаженої гідропередачі ГОП-900 конструкції ХКБМ (рис. 22). Справа в тому, що для зменшення тертя та підвищення міцності циліндри гільзуються, тобто в їх тілі розміщуються з попереднім натягом тонкі оболонки-вставки з високоміцного матеріалу. Виникає складна задача визначення їх ТПС (рис. 23 – між характерними точками 1-7 задані розподіли натягу Δ , температури T і тиску p).

Моделювання ТМК втулки ГОП з бандажем здійснюється з використанням параметричної моделі, яка дає змогу варіювати компоненти навантаження та визначати ТПС. Один із розв'язків проводився за наступних значень параметрів: $R = 32$ мм; $p = 35$ МПа; $m = 35$ мм; $b = 30$ мм; $l = 40$ мм; $L = 72$ мм; $h = 3$ мм; $T_0 = 20^\circ\text{C}$; $T_1 = 100^\circ\text{C}$; матеріал втулки – Сталь 40ХГС. На рис. 24 – порівняльні результати, одержані в середовищі ANSYS (I) та за допомогою розробленої програми, яка використовує авторський оболонковий СЕ (II).

Аналіз результатів дає підставу для таких висновків:

- 1) найбільший контактний тиск спостерігається у зоні дії високого тиску p ;
- 2) відрив від бандажа відбувається в районі точок 4, 5; 3) спостерігається якісна і кількісна відповідність результатів, одержаних на моделях I і II (відмінність – не більше 5-10%).

Таким чином, розв'язання прикладних задач продемонстрували працездатність, точність, оперативність, ефективність та практичність запропонованих моделей.

Експериментальне дослідження. Проведено розрахунково-експериментальні дослідження НДС моделі прес-форми методами голографічної інтерферометрії та тензометрування. Навантаження здійснювалися на пресі П-125 зусиллями $P_3 = 1$ МН (рис. 25). Внутрішній тиск рідини $P_{\text{рід}}$, що імітує матеріал деталі, яка виготовляється, – від 0 МПа до 9,8 МПа. Типова інтерферограма – на рис. 26 (перепад притискної сили $1000 \div 875$ кН, $P_{\text{рід}} = 9,8$ МПа).

Порівняльний аналіз результатів числових і експериментальних досліджень елементів ПФ (рис. 27) продемонстрував задовільну їх відповідність: відмінність – до 15-20%.

Також проведені дослідження контактної взаємодії стержня з жорсткою вставкою. На рис. 28, 29 наведені схема дослідної установки, робочі моменти

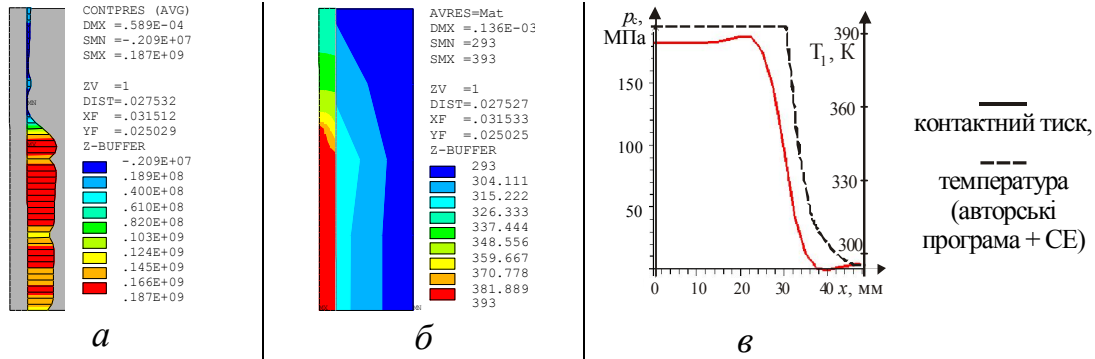


Рис. 24. Порівняльні розподіли контактного тиску (а) і температури (б), одержані в середовищі ANSYS при моделюванні ТПС з використанням осесиметричних СЕ (I) та авторськими (II) засобами (в)

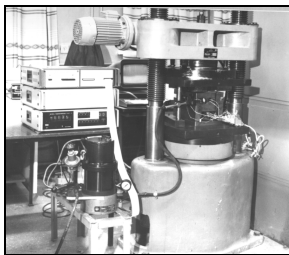


Рис. 25. Дослідження ПФ на столі преса П-125

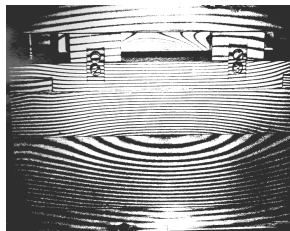


Рис. 26. Голографічна інтерференція ПФ

експерименту та одержані контактні відбитки. Видно, що якісно підтверджена поведінка контактних зон та контактного тиску у спряженні тонкостінного елемента з жорстким тілом: з ростом жорсткості по нормалі контактні зони зменшуються, а максимальний тиск – росте.

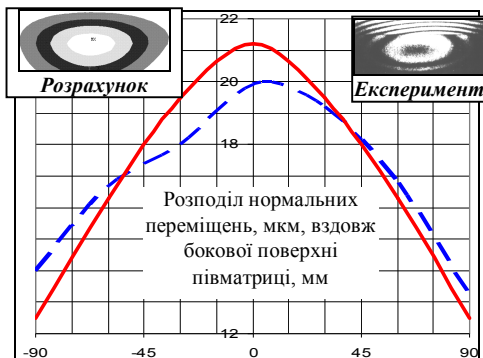


Рис. 27 – Порівняльні картини нормальних переміщень бокової поверхні ПФ; картини розподілу нормальних переміщень бокової поверхні ПФ уздовж горизонтальної осі

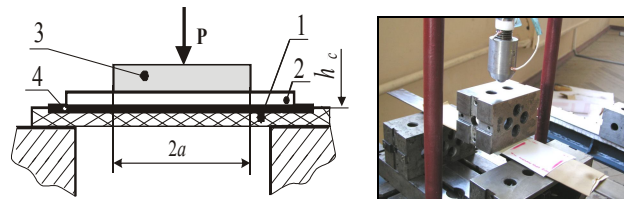


Рис. 28. Вимірювання контактного тиску між бандажом та стержнем: 1 – стержень; 2 – прокладка; 3 – призма; 4 – плівка

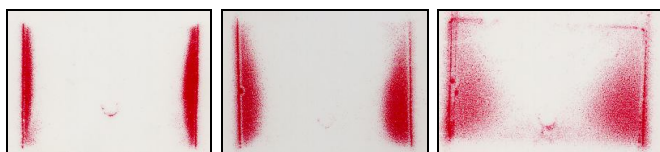


Рис. 29. Приклади контактних відбитків при зменшенні жорсткості пружного шару в 2 і 4 рази (від базової зліва направо)

Наведені результати розрахунково-експериментальних досліджень у цілому підтверджують достовірність і точність одержаних у роботі числових результатів.

Висновки. У роботі поставлена та розв'язана термопружна контактна задача в локальній і варіаційній формах, розроблені аналітичні та числові методи і моделі для аналізу термомеханічного контакту елементів машин з урахуванням особливостей на границях контакту, а також досліджено термопружний стан окремих машинобудівних конструкцій для оцінки їх конструкційної міцності.

Аналіз одержаних результатів дозволяє зробити наступні висновки.

1. Аналіз стану питання виявив недостатній розвиток методів дослідження ТМК елементів машин по поверхнях узгодженої форми. Для усунення сформованого протиріччя у роботі окреслено і розв'язано комплекс нових завдань.

2. У роботі запропоновано варіаційне формулювання термопружної контактної задачі, яке відрізняється тим, що в функціоналах присутні і механічні, і температурні змінні, а зв'язок полів здійснено в записі зв'язаних умов термомеханічного контакту на границі спряження елементів машинобудівних конструкцій. Розроблена комплексна математична модель містить також частинні напрями. По-перше, поставлена і розв'язана нова задача про ТМК плоских клинів. Від традиційних постановок її відрізняє те, що контакт розглядається для випадку довільних кутових розхилів клинів з різними властивостями контактуючих тіл, а також застосуванням інтегрального перетворення Мелліна для визначення характеру особливостей у кутових точках контакту. Встановлено, що порядок особливості розподілу контактного тиску у вершині клинів не залежить від порядку особливості теплового потоку. По-друге, на прикладі циліндричних оболонок поставлена і розв'язана задача про особливості ТМК тонкостінних елементів машинобудівних конструкцій. Виявлено характерні, якісно різні картини ТПС, що характеризуються топологічно різними видами розподілу зон контакту і відриву. Установлено, що для даних задач у випадку довгих оболонок можна виділити три різко відмінні характерні масштаби зміни механічних і температурних полів: 1-й – порядку h (товщина оболонки), 2-й – порядку \sqrt{Rh} (R – її радіус) і 3-й – порядку $b \gg \sqrt{Rh} \gg h$ (b – довжина оболонки).

3. При числовій реалізації математичної моделі запропоновано адаптований двовимірний скінченний елемент та модифікований варіант β -методу Ньюмарка для інтегрування розв'язувальних співвідношень нестационарної термопружної контактної задачі. Вони відрізняються від традиційних алгоритмів більшою числовою стійкістю. Крім того, розроблено

оболонковий СЕ для моделювання ТПС з урахуванням ТМК, в якому, на відміну від традиційних підходів, умови контакту формуються не у вузлових точках серединної поверхні, а в спеціально підібраних на лицьовій поверхні. Також на основі більш коректних фізично адекватних моделей враховується поперечне обтискання тонкостінних елементів у зоні контакту. Вводиться додатковий ступінь вільності, який відповідає градієнту температури вздовж нормалі до серединної поверхні. Такий підхід дозволяє адекватно проводити числове моделювання контакту із застосуванням оболонкових скінченних елементів замість тривимірних, істотно знижуючи при цьому розмірність задачі та зберігаючи точність розв'язку.

4. Установлено фізичні закономірності картини ТПС при термомеханічному контакті на прикладі елементів ПФ і гільз циліндрів гідروпередачі: перерозподіл контактного тиску при врахуванні термічних деформацій (наприклад, зі 100 МПа до 360 МПа при температурі в ПФ 520° С); вихід на квазіусталений режим при термоциклічному контактному навантаженні (наприклад, за 10 циклів напруження в прес-формі перерозподіляються, усталюються і зменшуються з 775 МПа до 695 МПа); зміна напружень у гільзі циліндра гідропередачі при урахуванні термомеханічного контакту на 10% порівняно з традиційною постановкою.

5. При розрахунково-експериментальному дослідженні контактної взаємодії елементів прес-форм, а також стержня з призмою, установлено якісна і кількісна відповідність результатів числового моделювання та експериментально вимічених компонент напружено-деформованого стану. Відповідають один одному не тільки чисельно й експериментально отримані розподіли компонент НДС, але й тенденції їх зміни при варіюванні тих чи інших чинників (технологічних, конструктивних, експлуатаційних). Виявлена похибка моделювання напружень і переміщень не перевищує 20%.

Розроблені підходи, методи, моделі і алгоритми у подальшому будуть застосовані для дослідження термопружного стану різноманітних машинобудівних конструкцій: прес-форм, форм для лиття металів та сплавів, конверторів, елементів двигунів та трансмісій транспортних засобів, обладнання металургійного виробництва тощо.

Література: 1. Специализированная система анализа и синтеза и расчетно-экспериментальное исследование элементов пресс-форм / И.Я. Храмова, А.Н. Ткачук, Н.А. Ткачук и др. // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2005. – № 60. – С.151-178. 2. Расчетно-экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния пространственных крупногабаритных конструкций / В.И. Головенко, Е.Н. Барчан, М.М. Пеклич и др. // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2006. – № 3. – С.49-57. 3. Ткачук А.Н. О влиянии кинематических гипотез на характер контактного взаимодействия цилиндрической оболочки с бандажом / Г.И. Львов, А.Н. Ткачук // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2006. – № 32. – С.98-104. 4. Ткачук А.Н. Исследования термоупругих контактных задач элементов пресс-форм для литья под давлением с учетом фазовых превращений в отливке / А.Н. Ткачук // Вісник Національного технічного університету „Харківський

політехнічний інститут". – Харків: НТУ „ХПІ”, 2008. – № 2. – С.144-158. 5.Ткачук А.Н. Численное решение тестовых термоупругих контактных задач для элементов пресс-форм / А.Н. Ткачук // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2008. – № 9. – С.118-124. 6.Ткачук А.Н. Методы, алгоритмы и модели для исследования физико-механических процессов при изготовлении деталей литьем / Н.А.Ткачук, А.Н.Ткачук, В.А. Заболотских, А.А. Капустин // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2009. – № 12. – С.129-148. 7. Ткачук А.Н. Элементы разделительных штампов: методы и модели для исследования напряженно-деформированного состояния / Н.А. Ткачук, А.Я. Мовшович, Ткачук А.Н. // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка металлов давлением. – М.: ООО „Тисо Принт”, 2009. – № 2. – С. 16-25. 8.Ткачук А.Н. Моделирование контактного взаимодействия системы тел при сложном нагружении / А.Н.Ткачук // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2009. – № 28. – С.128-132. 9.Ткачук А.Н. Термоупругий осесимметричний кінцевий елемент для рішення контактних задач циліндричних оболонок / А.Н. Ткачук // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2009. – № 1. – С.157-163. 10. Ткачук А.Н. Об аналитическом решении термоупругой контактной задачи о взаимодействии цилиндрической оболочки с бандажом / Г.И. Львов, А.Н. Ткачук // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2009. – № 30. – С.88-95. 11.Ткачук А.Н. Термоупругие контактные задачи для элементов штампов и пресс-форм / А.Н.Ткачук, И.Я.Мовшович, Н.А.Ткачук // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка металлов давлением. – М.: ООО „Тисо Принт”, 2009. – № 12. – С. 25-32. 12.Ткачук А.Н. Термоупругие контактные задачи для элементов штампов и пресс-форм (продолжение)/ А.Н.Ткачук, И.Я.Мовшович, Н.А.Ткачук // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка металлов давлением. – М.: ООО „Тисо Принт”, 2010. – № 1. – С. 19-28. 13.Ткачук А.Н. К вопросу о контактном взаимодействии плоского штампа с полупространством / Н.Н. Ткачук, А.Н. Ткачук // Східно-європейський журнал передових технологій. – Харків: УДАЗТ, 2010. – № 3/9 (45). – С.50-53. 14. Моделирование контактного взаимодействия элементов штамповой оснастки / Н.А. Ткачук, Н.А. Деміна, Ю.Д. Сердюк и др. // Обработка материалов давлением: збірник наукових праць. – Краматорськ: ДДМА, 2010. – № 2 (23). – С. 240-248. 15. Tkachuk A. A contact-stabilized Newmark method for coupled dynamical thermo-elastic problem / A. Tkachuk // Proceedings of the 3d International Conference on Nonlinear Dynamics. – 2010. – Kharkov – P. 497-500. 16. Signorini A. Sopra alcune questioni di elastostatica / A. Signorini // Atti della Societa Italiana per il Progresso delle Scienze. – 1933. – P. 513-533. 17. Гловински Р. Численное исследование вариационных неравенств. перев. с фр. А.С. Кравчука под ред. Б.Е. Победри. / Р. Гловински, Ж.Л. Лионс, Р. Тремольер. – М.: Мир, 1979 – 574с. 18. Дюво Г. Неравенства в механике и физике / Г. Дюво, Ж.-Л. Лионс. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1980. – 384 с. 19. Кравчук А.С. К задаче Герца для линейно- и нелинейноупругих тел конечных размеров / А.С. Кравчук // Прикладная математика и механика. – 1977. – Т. № 41. – С.329-337. 20. Штаерман И.Я. Контактная задача теории упругости / И.Я. Штаерман. – М.–Л.: Гостехиздат, 1949. – 270 с. 21. Мухелишвили Н. И. Некоторые основные задачи математической теории упругости / Н.И. Мухелишвили. – М.: Изд-во АН СССР, 1954. – 648 с. 22. Боджи Д.Б. Действие поверхностных нагрузок на систему двух соединенных вдоль одной из граней клиньев, изготовленных из различных материалов и имеющих произвольные углы раствора / Д.Б. Боджи // Прикладная механика. Тр. америк. общ-ва инж.-механиков. Серия "Е". Том 38. – 1971. – № 2. – С. 87-96. 23. Боджи Д.Б. Действие касательных и нормальных нагрузок на прямоугольные упругие клинья, выполненных из различных материалов и соединенных по граням / Д.Б. Боджи // Прикладная механика. Тр. америк. общ-ва инж.-механиков. Серия "Е". Том 35. – 1968. – № 3. – С. 29-37. 24. Пелех Б.Л. Контактные задачи теории упругих анизотропных оболочек / Б.Л. Пелех, Н.А. Сухорольский. – Киев: Наукова думка, 1980. – 216 с. 25. Григолюк Э.И. Контактные задачи теории пластин и оболочек / Э.И. Григолюк, В.М. Толкачев. – М.: Машиностроение, 1980. – 411с. 26. Григолюк Э.И. Оптимизация нагрева оболочек и пластин / Э.И. Григолюк, Я.С. Подстригач, Я.И.Бурак. – Киев: Наукова думка, 1979. – 364 с.

Bibliography (transliterated): 1. Specializirovannaja sistema analiza i sinteza i raschetno-jeksperimental'noe issledovanie jelementov press-form / I.Ja. Hramcova, A.N. Tkachuk, N.A. Tkachuk i dr. // Visnik Nacional'nogo tehničnogo universitetu „Harkivs'kij politehničnij institut”. – Harkiv: NTU „HPI”, 2005. – №

60. – S.151-178. 2. Raschetno-jeksperimental'noe issledovanie naprjazhenno-deformirovannogo sostojanija prostranstvennyh krupnogabaritnyh konstrukcij / V.I. Golovchenko, E.N. Barchan, M.M. Peklich i dr. // *Visnik Nacional'nogo tehničnogo universitetu „Harkivs'kij politehničnij institut”*. – Harkiv: NTU „HPI”, 2006. – № 3. – S.49-57. 3. Tkachuk A.N. O vlijanii kinematičeskikh gipotez na harakter kontaktnogo vzaimodejstvija cilindričeskoj obolochki s bandazhom / G.I. L'vov, A.N. Tkachuk // *Visnik Nacional'nogo tehničnogo universitetu „Harkivs'kij politehničnij institut”*. – Harkiv: NTU „HPI”, 2006. – № 32. – C.98-104. 4. Tkachuk A.N. Issledovanija termouprugih kontaktnyh zadach jelementov press-form dlja lit'ja pod davleniem s uchetom fazovyh prevrachenij v otlivke / A.N. Tkachuk // *Visnik Nacional'nogo tehničnogo universitetu „Harkivs'kij politehničnij institut”*. – Harkiv: NTU „HPI”, 2008. – № 2. – S.144-158. 5. Tkachuk A.N. Chislennoe reshenie testovyh termouprugih kontaktnyh zadach dlja jelementov press-form / A.N. Tkachuk // *Visnik Nacional'nogo tehničnogo universitetu „Harkivs'kij politehničnij institut”*. – Harkiv: NTU „HPI”, 2008. – № 9. – S.118-124. 6. Tkachuk A.N. Metody, algoritmy i modeli dlja issledovanija fiziko-mehaniceskikh processov pri izgotovlenii detalej lit'em / N.A. Tkachuk, A.N. Tkachuk, V.A. Zabolotskih, A.A. Kapustin // *Visnik Nacional'nogo tehničnogo universitetu „Harkivs'kij politehničnij institut”*. – Harkiv: NTU „HPI”, 2009. – № 12. – S.129-148. 7. Tkachuk A.N. Jelementy razdelitel'nyh shtampov: metody i modeli dlja issledovanija naprjazhenno-deformirovannogo sostojanija / N.A. Tkachuk, A.Ja. Movshovich, Tkachuk A.N. // *Kuznečno-shtampovočnoe proizvodstvo. Obrabotka metallov davleniem*. – M.: OOO „Tiso Print”, 2009. – № 2. – S. 16-25. 8. Tkachuk A.N. Modelirovanie kontaktnogo vzaimodejstvija sistemy tel pri sloznom nagruženii / A.N. Tkachuk // *Visnik Nacional'nogo tehničnogo universitetu „Harkivs'kij politehničnij institut”*. – Harkiv: NTU „HPI”, 2009. – № 28. – S.128-132. 9. Tkachuk A.N. Termouprugij osesimmetričnyj konečnyj jelement dlja reshenija kontaktnyh zadach cilindričeskikh obolochek / A.N. Tkachuk // *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – Harkiv: NTU „HPI”, 2009. – № 1. – S.157-163. 10. Tkachuk A.N. Ob analitičeskom reshenii termouprugoj kontaktnoj zadachi o vzaimodejstvii cilindričeskoj obolochki s bandazhom / G.I. L'vov, A.N. Tkachuk // *Visnik Nacional'nogo tehničnogo universitetu „Harkivs'kij politehničnij institut”*. – Harkiv: NTU „HPI”, 2009. – № 30. – C.88-95. 11. Tkachuk A.N. Termouprugie kontaktnye zadachi dlja jelementov shtampov i press-form / A.N. Tkachuk, I.Ja. Movshovich, N.A. Tkachuk // *Kuznečno-shtampovočnoe proizvodstvo. Obrabotka metallov davleniem*. – M.: OOO „Tiso Print”, 2009. – № 12. – S. 25-32. 12. Tkachuk A.N. Termouprugie kontaktnye zadachi dlja jelementov shtampov i press-form (prodolzhenie) / A.N. Tkachuk, I.Ja. Movshovich, N.A. Tkachuk // *Kuznečno-shtampovočnoe proizvodstvo. Obrabotka metallov davleniem*. – M.: OOO „Tiso Print”, 2010. – № 1. – S. 19-28. 13. Tkachuk A.N. K voprosu o kontaktnom vzaimodejstvii ploskogo shtampa s poluprostranstvom / N.N. Tkachuk, A.N. Tkachuk // *Shidno-evropejs'kij zhurnal peredovyh tehnologij*. – Harkiv: UDAZT, 2010. – № 3/9 (45). – S.50-53. 14. Modelirovanie kontaktnogo vzaimodejstvija jelementov shtampovoj osnastki / N.A. Tkachuk, N.A. Demina, Ju.D. Serdjuk i dr. // *Obrabotka materialov davleniem: zbirnik naukovih prac'*. – Kramators'k: DDMA, 2010. – № 2 (23). – S. 240-248. 15. Tkachuk A. A contact-stabilized Newmark method for coupled dynamical thermo-elastic problem / A. Tkachuk // *Proceedings of the 3d International Conference on Nonlinear Dynamics*. – 2010. – Kharkov – R. 497-500. 16. Signorini A. Sopra alcune questioni di elastostatica / A. Signorini // *Atti della Societa Italiana per il Progresso delle Scienze*. – 1933. – R. 513-533. 17. Glovinski R. Chislennoe issledovanie variacionnyh neravenstv. perev. s fr. A.S. Kravčuka pod red. B.E. Pobedri. / R. Glovinski, Zh.L. Lions, R. Tremol'er. – M.: Mir, 1979 – 574s. 18. Djuvo G. Neravenstva v mehanike i fizike / G. Djuvo, Zh.-L. Lions. – M.: Nauka. Gl. red. fiz.-mat. lit., 1980. – 384 s. 19. Kravčuk A.S. K zadache Gerca dlja linejno- i nelinejnouprugih tel konečnyh razmerov / A.S. Kravčuk // *Prikladnaja matematika i mehanika*. – 1977. – T. № 41. – S.329-337. 20. Shtaerman I.Ja. Kontaktnaja zadacha teorii uprugosti / I.Ja. Shtaerman. – M.–L.: Gostehizdat, 1949. – 270 s. 21. Mushelishvili N. I. Nekotorye osnovnye zadachi matematičeskoj teorii uprugosti / N.I. Mushelishvili. – M.: Izd-vo AN SSSR, 1954. – 648 s. 22. Bodzhi D.B. Dejstvie poverhnostnyh nagruzok na sistemu dvuh soedinennyh vdol' odnoj iz granej klin'ev, izgotovlennyh iz razlichnyh materialov i imejuvih proizvol'nye ugly rastvora / D.B. Bodzhi // *Prikladnaja mehanika. Tr. amerik. obw-va inzh.-mehaničkov. Serija "E"*. Tom 38. – 1971. – № 2. – S. 87-96. 23. Bodzhi D.B. Dejstvie kasatel'nyh i normal'nyh nagruzok na prjamougol'nye uprugie klin'ja, vypolnennyh iz razlichnyh materialov i soedinennyh po granjam / D.B. Bodzhi // *Prikladnaja mehanika. Tr. amerik. obw-va inzh.-mehaničkov. Serija "E"*. Tom 35. – 1968. – № 3. – S. 29-37. 24. Peleh B.L. Kontaktnye zadachi teorii uprugih anizotropnyh obolochek / B.L. Peleh, N.A. Suhorol'skij. – Kiev: Naukova dumka, 1980. – 216 s. 25. Grigoljuk Je.I. Kontaktnye zadachi teorii plastin i obolochek / Je.I. Grigoljuk, V.M. Tolkachev. – M.: Mashinostroenie, 1980. – 411s. 26. Grigoljuk Je.I. Optimizacija nagreva obolochek i plastin / Je.I. Grigoljuk, Ja.S. Podstrigach, Ja.I. Burak. – Kiev: Naukova dumka, 1979. – 364 s.

Ткачук А.М., Пеклич М.М.

**АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙНОЇ МІЦНОСТІ
ЕЛЕМЕНТІВ МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ ПРИ
ТЕРМОМЕХАНІЧНОМУ КОНТАКТІ: МЕТОДИ, МОДЕЛІ,
АЛГОРИТМИ**

У роботі розв'язана задача аналізу термопружного стану елементів (ТПС) машинобудівних конструкцій з урахуванням зв'язаного термомеханічного контакту (ТМК) їх елементів по поверхнях узгодженої формулювання. Запропоновано їй нові зв'язані термопружні локальні та варіаційні форми. Окремо досліджено питання наявності особливостей розподілу компонент ТПС на границі області контакту тонкостінних елементів та тіл з кутовими точками. На основі отриманих варіаційних форм побудовано загальний зв'язаний елемент та запропоновано модифікацію методу Ньюмарка, пристосовану для зв'язаних задач ТМК.

Tkachuk A.M., Peklich M.M.

**ANALYSIS OF CONSTRUCTIVE STRENGTH OF MASHINEBUILDING
CONSTRUCTIONS ELEMENTS IN THERMOMECHANICAL CONTACT:
METHODS, MODELS, ALGORHYTHMS**

A solution of coupled problem of thermal and stress-strain analysis of structures with contact over adjacent surfaces is given in the paper. A special attention is given to study of singularities of contact stress and heat flux distribution close to boundaries of contact zone for thin-walled structures and bodies with corners. New weak and local formulation for general coupled thermomechanical contact problem are derived. Based on the proposed weak forms, a new plane element is built and a modification of Newmark method for coupled contact problem is proposed.

УДК 539.3

Ткачук Н.Н., канд. техн. наук; Ткачук Н.А., д-р техн. наук

**КОНТАКТ СЛОЖНОПРОФИЛЬНЫХ ТЕЛ:
СВЯЗАННАЯ ЗАДАЧА АНАЛИЗА НАПРЯЖЕННО-
ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ И ГЕОМЕТРИЧЕСКОГО
СИНТЕЗА**

Введение. Многие машиностроительные конструкции содержат элементы, основное функциональное предназначение которых – передача значительных эксплуатационных усилий и движений между отдельными телами (детальями). Это, например, опоры вращения и скольжения, подшипники, зубчатые колеса, кулачки, коленчатые валы, гидрообъемные

передачи, механизмы перекачивания и наклона, катки, приводные колеса цепных приводов и гусеничных движителей. Для них характерно, что основные взаимные движения осуществляются перекачиванием (со скольжением или без) сопряженных поверхностей взаимодействующих тел друг с другом, а основным рабочим усилием является нормальная сила контактного взаимодействия. При проектировании таких конструкций, соответственно, возникают две последовательные задачи, связанные логикой и последовательностью проектно-исследовательских работ: геометрический синтез поверхностей этих деталей и анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) образуемых сложнопрофильных тел (СПТ) с учетом контактного взаимодействия. Эти задачи получили частичное решение в работе [1]. При этом в качестве метода геометрического синтеза был использован кинематический метод Литвина, а для анализа напряженно-деформированного состояния взаимодействующих тел привлечены модели Герца, методы конечных элементов (МКЭ) и граничных элементов (МГЭ). В целом была создана достаточно эффективная методология, направленная на последовательно-итерационное решение задач геометрического синтеза и анализа НДС (именно в такой последовательности).

В то же время, как показывает анализ многих конструкций, требования к сопряженным поверхностям, записанные в виде строгих уравнений, допускающих, как правило, единственное решение, оказываются излишне жесткими. Для таких случаев условие кинематического сопряжения могут зачастую быть ослаблены и записаны в виде неравенств, требований выпуклости, соотношения радиусов кривизны и т.д.

Таким образом, возникает некоторая свобода варьирования геометрической формы при синтезе сопряженных в подвижном контакте поверхностей, образующая подмножество G возможных решений. Если теперь принять во внимание, что в соотношения для анализа НДС с учетом контактного взаимодействия входит в качестве исходных данных геометрическая информация о контактирующих поверхностях, то возникает возможность за счет варьирования их геометрической формы провести ее оптимизацию внутри области кинематически допустимых решений G . На этом этапе получаем полностью связанную задачу анализа напряженно-деформированного состояния и геометрического синтеза (теперь в таком порядке в формальной записи). Эта новая задача является предметом рассмотрения в данной работе.

Целью исследований при этом является разработка общего подхода к решению поставленной задачи и одной из возможных ее математических формулировок.

Общая формулировка задачи. Рассмотрим подвижный контакт

гладких тел 1 и 2, ограниченных кинематически генерируемыми поверхностями (КГП) [1], по которым эти тела сопрягаются в ходе непрерывного взаимного движения. Как известно, условие реализации такого движения [2] –

$$\mathbf{V}_{12} \times \mathbf{n} = 0, \quad (1)$$

где \mathbf{V}_{12} – скорость относительного движения тел 1 и 2; \mathbf{n} – вектор нормали в точке текущего сопряжения тел по кинематически генерируемым поверхностям, при задании (или фиксировании) формы поверхности одного из тел приводит к формированию системы нелинейных уравнений, из которых по координатам точки заданной КГП можно восстановить координаты точки, ей сопряженной, на искомой КГП. При определенных дополнительных условиях из (1) формируется система двух облаков попарно сопряженных точек кинематически генерируемых поверхностей, обеспечивающих двухпараметрическое взаимное движение тел 1 и 2.

В то же время, изменяя условия задания поверхностей тел 1 и 2, а также требований к их взаимным движениям, можно отойти от чрезмерно жестких условий (1).

Рассмотрим некоторые частные случаи.

1. *Случай однопараметрического движения при точечном первоначальном контакте.* В

относительном движении тел 1 и 2, занимающие области Ω_1 и Ω_2 , которые ограничены КГП S_1 и S_2 соответственно, совершают перемещения, для которых вектор относительной скорости \mathbf{V} содержит только одну ненулевую компоненту (рис. 1):

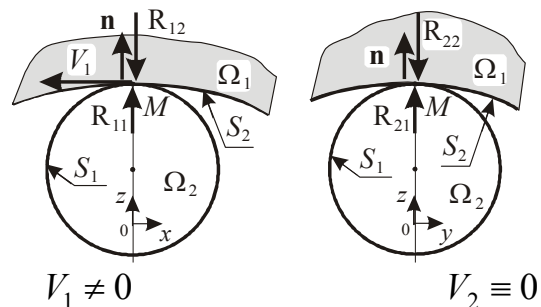


Рис. 1. Случай однопараметрического взаимного движения тел 1 и 2

$$\mathbf{V} = \{V_1; V_2\}^T, \quad V_1 \neq 0; \quad V_2 \equiv 0. \quad (2)$$

Тогда для реализации такого движения достаточно выполнения условия

$$R_{11} < R_{12}, \quad \pi_1 \cap \pi_2 = \{M\}, \quad (3)$$

где R_{11}, R_{12} – радиусы кривизны поверхностей 1 и 2 в одной из плоскостей $\Pi_1 (xOz)$ главных кривизн; π_1, π_2 – профили, образуемые пересечением другой плоскости главных кривизны $\Pi_2 (yOz)$ с поверхностями S_1 и S_2 соответственно:

$$\pi_1 = \Pi_2 \cap S_1, \quad \pi_2 = \Pi_2 \cap S_2. \quad (4)$$

Точка M в этом случае является точкой *первоначального контакта* в *ненагруженном состоянии* тел 1 и 2:

$$\Omega_1 \cap \Omega_2 = \{M\}. \quad (5)$$

Если множеством *первоначального контакта* является линия L , то имеем:

2. *Случай однопараметрического движения при линейчатом первоначальном контакте:*

$$\Omega_1 \cap \Omega_2 = \{L\}; \quad \pi_1 \cap \pi_2 = \{L\}. \quad (6)$$

Ограничения – те же, что и для случая 1.

3. *Случай первоначального контакта по поверхности S .* Если

$$\Omega_1 \cap \Omega_2 = \{S\}, \quad (7)$$

то возможны варианты:

- если S – часть плоскости, возможны три взаимных движения тел 1 и 2;
- если S – цилиндрическая поверхность, то – два;
- если S – произвольная поверхность вращения или винтовая поверхность, то – одно;
- если S – поверхность общего вида, то реализуется неподвижный контакт тел 1 и 2.

Для последнего случая

$$\mathbf{V} \equiv 0, \quad (8)$$

и реализуется контакт по конгруэнтным, совпадающим, согласованным [3] поверхностям.

Уравнения (5)-(7) описывают разные случаи контактного сопряжения. Они определяют вместе с другими соотношениями (2)-(8) условия кинематического сопряжения абсолютно твердых тел 1 и 2 по кинематически генерируемым поверхностям S_1, S_2 . При этом явно или неявно задаваемые ограничения типа (3) или (6), (7) определяют подмножество G , конкретизируемое для того или иного объекта по-разному. Например, это может быть условие отсутствия подрезания в зубчатом зацеплении, недопущения интерференции материала шарового поршня и беговой дорожки в радиальной гидropередаче [4], отсутствие взаимопроникновения опорного материала сегмента механизма наклона плавильной печи в элементы базовой опорной конструкции [5].

Таким образом, формально кинематически генерируемые поверхности S_1, S_2 можно определить как подмножество пар поверхностей, удовлетворяющих кинематическим условиям G сопряжения абсолютно твердых тел Ω_1 и Ω_2 .

Учитывая, что в общем случае поверхности S_1, S_2 имеют сложную форму, то и, соответственно, тела Ω_1 и Ω_2 будут сложнопрофильными.

Эти сложнопрофильные тела на этапе расчета напряженно-деформированного состояния с учетом контактного взаимодействия представимы в виде деформируемых гладких тел с непрерывно поворачивающейся нормалью на S_1, S_2 .

Следуя [1, 3, 6], условие непроникновения можно записать в виде (рис. 2):

$$g_N = (x^2 - \mathcal{F}^1) \cdot \mathcal{N}_1 \geq 0. \quad (9)$$

Здесь g_N – зазор между поверхностями; \mathcal{N}_1 – нормаль к Γ_c . Выполнение условия неотрицательности этой функции и обеспечивает отсутствие взаимного проникновения тел (т.е. интерференции материалов тел 1 и 2).

При малых деформациях для геометрически линейной модели деформирования можно записать условие непроникновения в виде:

$$(u^2 - \mathcal{F}^1) \cdot \mathcal{N}^1 + g_X \geq 0, \quad (10)$$

где $u^\alpha, \alpha=1,2$ – перемещения тел: $x^\alpha = X^\alpha + u^\alpha$, а $g_X = (X^2 - \mathcal{X}^1) \cdot \mathcal{N}^1$

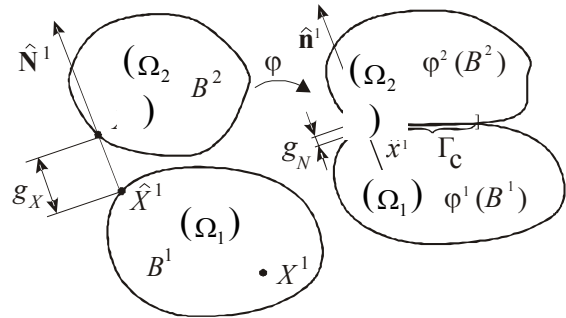


Рис. 2. Кинематика контакта тел 1 и 2 с гладкой границей: Φ – отображение из начальной в актуальную конфигурацию; Γ_c – область контакта тел в актуальной конфигурации; Ω_1, Ω_2 – области, занимаемые телами 1 и 2

Основными сложностями при включении условий (9), (10) в модели контакта является их нелинейность. Контактное взаимодействие является односторонним ограничением [3, 6-10]. Величина нормальных контактных давлений p_N (т.е. действующих по нормали к поверхности контакта) определяется как реакция в зоне контакта S и вычисляется по активным ограничениям в системе. Контактные давления в случае без адгезии должны быть сжимающими: $p_N = p_N^1 = p_N^2 \leq 0$. Таким образом, следуя [1], обобщая оба возможных случая: контакта, когда $g_N = 0$ и $p_N < 0$, и отрыва, когда $g_N > 0$ и $p_N = 0$, можно записать следующие соотношения на границе:

$$g_N \geq 0; p_N \leq 0; p_N g_N = 0. \quad (11)$$

Они известны как условия Герца-Синьорини для нормального контакта тел без трения. Эта запись используется в различных постановках контактных задач как задач минимизации с ограничениями. Соотношения (11) естественным образом повторяют условия Каруши-Куна-Таккера в задачах выпуклого программирования. При этом следует отметить их недифференцируемость, в результате чего многообразие допустимых

состояний в слабых (вариационных) постановках контактных задач также является недифференцируемым.

Кинематическая модель контакта деформируемых тел приводит к соотношениям, относящимся лишь к границам S_1 и S_2 тел 1 и 2. Для построения замкнутой математической модели напряженно-деформированного состояния тел 1 и 2 с учетом контакта необходимо использовать уравнение состояния в самих телах. В случае контакта линейно упругих тел система соотношений теории упругости для каждого из тел имеет вид [11] (индексы 1 и 2 опускаются):

$$\text{Div} \boldsymbol{\sigma} + \mathbf{f} = 0, \quad X \in B; \quad (12)$$

$$\boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{u}) = (\nabla \mathbf{u} + \nabla \mathbf{u}^T) / 2; \quad (13)$$

$$\sigma_{ij} = E_{ijkl} \varepsilon_{kl}, \quad (14)$$

где $\boldsymbol{\sigma}, \boldsymbol{\varepsilon}, E$ – тензоры напряжений, деформаций и модулей упругости.

На границе тел 1 и 2 будем рассматривать три типа граничных условий:

- кинематические (типа Дирихле) $\mathbf{u} = \mathbf{u}_\Gamma, X \in \Gamma_u;$

(15)

- силовые (типа Неймана) $\boldsymbol{\sigma} \mathbf{n} = \mathbf{t}_\Gamma, X \in \Gamma_\sigma;$

(16)

- условия контакта (10),

где $u_N = \mathbf{u} \cdot \mathbf{n}$ – нормальное смещение точек поверхности, t_Γ – заданное внешнее давление на поверхностях тел.

Условия (10) задают вместе с классическими граничными условиями (15), (16) подмножество K допустимых распределений перемещений \mathbf{u} . На этом множестве $\mathbf{u} \in K$ ищется решение задачи (u, p_N) . В частности, с применением теории вариационных неравенств [12-14] можно локальную постановку задачи анализа НДС с учетом контактного взаимодействия тел 1 и 2 свести к вариационному неравенству:

$$a(\mathbf{u}, \mathbf{v} - \mathbf{u}) \geq L(\mathbf{v} - \mathbf{u}) \quad \forall \mathbf{v} \in K, \mathbf{u} \in K. \quad (17)$$

Здесь $a(\mathbf{u}, \mathbf{v} - \mathbf{u}) = \sum_{\alpha=1}^2 a_\alpha(\mathbf{u}_\alpha, \mathbf{v}_\alpha - \mathbf{u}_\alpha); L(\mathbf{v}) = \sum_{\alpha=1}^2 L_\alpha(\mathbf{v}_\alpha)$, т.е. a и L суть суммы билинейной и линейной форм для каждого из тел 1 и 2:

$$a_\alpha(\mathbf{u}, \mathbf{v} - \mathbf{u}) = \int_{\Omega_\alpha} \sigma_{ij}(u) \varepsilon_{ij}(\mathbf{u} - \mathbf{v}) d\Omega; \quad (18)$$

$$L_\alpha(\mathbf{v} - \mathbf{u}) = \int_{(\Gamma_\alpha)} t_\Gamma(\mathbf{v} - \mathbf{u}) d\Gamma. \quad (19)$$

(здесь индексы α в \mathbf{u}, \mathbf{v} опущены).

В свою очередь вариационное неравенство (17) имеет решением

аргумент функционала I , на котором он достигает минимума

$$I(\mathbf{u}) = 1/2 a(\mathbf{u}, \mathbf{u}) - L(\mathbf{u}) \rightarrow \min, \mathbf{u} \in K. \quad (20)$$

Итак, описывая геометрическую форму взаимодействующих тел 1 и 2 в начальной конфигурации обычными или обобщенными параметрами $\bar{p}_1, \bar{p}_2, \dots, \bar{p}_{N_p}$, которые формируют вектор $\bar{\mathbf{P}}$, получаем из условия кинематического сопряжения абсолютно твердых тел подмножество G , которое можно идентифицировать в виде системы ограничений

$$G(\bar{\mathbf{P}}) \geq 0. \quad (21)$$

При этом подразумевается справедливость прямого и обратного соответствий:

$$S_1 = S_1(\bar{\mathbf{P}}); \quad S_2 = S_2(\bar{\mathbf{P}}); \quad (22)$$

$$\bar{\mathbf{P}} = \bar{\mathbf{P}}(S_1, S_2). \quad (23)$$

Тогда (21) можно представить в виде:

$$G(\bar{\mathbf{P}}(S_1, S_2)) \geq 0. \quad (24)$$

В актуальной конфигурации деформируемые твердые тела удовлетворяют условию минимума функционала

$$I(\mathbf{u}, S_1, S_2) \rightarrow \min, \mathbf{u} \in K(S_1, S_2), \quad (25)$$

где S_1, S_2 можно рассматривать как параметры, неявно присутствующие в определении форм a и L (через $\Omega_\alpha = \Omega_\alpha(S_\alpha); \Gamma_\alpha = \Gamma_\alpha(S_\alpha), \alpha = 1, 2$), а также K (через ограничения (10), записанные для функций \mathbf{u}_α , определенных на $S_\alpha, \alpha = 1, 2$).

Таким образом, задачу определения напряженно-деформированного состояния тел 1 и 2 с учетом контактного взаимодействия по кинематически генерируемым поверхностям S_1, S_2 можно представить как связанную задачу (25), (24). Ее можно сформулировать как задачу поиска \mathbf{u} , доставляющего минимум некоторому функционалу I на выпуклом множестве K при варьируемых в пределах подмножества G КГП S_1 и S_2 .

Гранично-элементная формулировка связанной задачи. Сложность решения связанной задачи (24), (25) состоит, прежде всего, в трудностях при оперировании с геометрической информацией (т.е. определении S_1, S_2 , подмножества G , а также способа варьирования S_1 и S_2). В общем случае это можно осуществлять путем варьирования параметров $\bar{p}_i \in \bar{\mathbf{P}}$. Тогда S_1 и S_2 изменяются, влияя на напряженно-деформированное состояние. Однако при таком способе варьирования трудно контролировать локальные и глобальные свойства поверхностей S_1

и S_2 . Наоборот, оперируя ими, сложно подчинять поверхность условиям кинематического сопряжения.

В то же время при некоторых условиях можно предложить способ прямого сопряжения геометрических данных и полевых распределений искомым компонент НДС. Так, например, если форма и размеры взаимодействующих тел удовлетворяют условиям гладкости S_1 и S_2 , а также возможности интерпретации Ω_1, Ω_2 как полупространств, можно использовать один из вариантов метода граничных интегральных уравнений (МГИУ), описанный в [1]. В соответствии с [1] для описания зазора между контактирующими телами 1 и 2 вводится система координат, центр которой (точка O) традиционно располагается на линии действия прижимающей силы P (рис. 3). Оси z_1 и z_2 имеют направление вовнутрь тел 1 и 2. Тогда уравнения каждой из поверхностей можно записать как $z_i = z_i(x, y)$, $i = 1, 2$, а зазор – соответственно как $h = h(x, y) = z_1(x, y) + z_2(x, y)$.

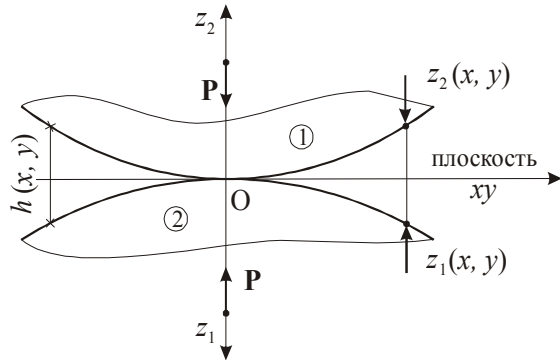


Рис.3. Представление локального зазора между контактирующими телами

В деформированном состоянии оба тела 1 и 2 приводятся в контакт по некоторой площадке. При этом перемещение произвольной точки поверхностей S_i каждого из тел в направлении оси z складывается из смещения тела как жесткого – δ_i и отклонения u_{z_i} (рис. 4) от недеформированной формы соответствующей поверхности (соответствует деформациям, которые вызваны действием искомого контактного давления). Тогда приходим к следующей общепринятой записи нелинейных соотношений для нормального контакта:

$$\begin{cases} u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) + h(x, y) = \delta_1 + \delta_2, \\ S_1(x, y) \text{ и } S_2(x, y) - \text{в контакте;} \\ u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) + h(x, y) > \delta_1 + \delta_2, \\ S_1(x, y) \text{ и } S_2(x, y) - \text{вне зоны контакта.} \end{cases} \quad (26)$$

При этом для упругого полупространства известно интегральное соотношение между нормальным давлением и нормальными перемещениями точек границы (рис. 5) [11]:

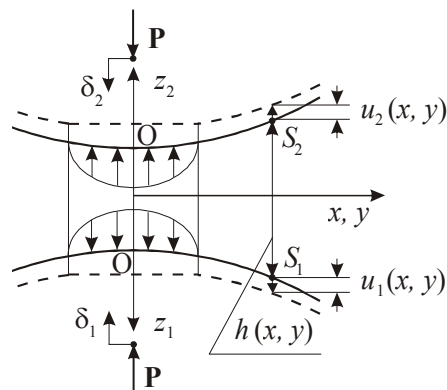


Рис.4. Деформация тел и образование контактной площадки под действием нормального усилия

$$u_z(x, y) = (1 - \nu^2) / \pi E \iint [p(\xi, \eta) / \rho] d\xi d\eta,$$

$$(27)$$

$$\rho = \sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}.$$

Выражая перемещения $u_{z_1}(x, y)$ и $u_{z_2}(x, y)$ через единую функцию распределения давления $p(x, y)$, получаем:

$$u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) = \left(\frac{1 - \nu_1^2}{\pi E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{\pi E_2} \right) \times \iint_S \frac{p(\xi, \eta)}{\rho} d\xi d\eta = \frac{1}{\pi E^*} \iint_S \frac{p(\xi, \eta)}{\rho} d\xi d\eta.$$

$$(28)$$

Здесь $\nu_i, E_i, i=1,2$ – упругие параметры материалов каждого из контактирующих тел. Площадка контакта S и распределение давлений $p_N = p(\xi, \eta)$ (здесь и ниже $p \geq 0$ с учетом принятых на рис. 4-6 направлений), фигурирующие в правой части равенства, являются искомыми неизвестными. Для дискретизации разрешающих соотношений используется кусочно-линейное представление распределения действующих усилий, которому отвечают непрерывные и гладкие смещения точек поверхности, что характерно для контакта сложнопрофильных тел с кинематически генерируемыми поверхностями. Искомая функция контактных давлений $p_N = p(x, y)$ аппроксимируется суперпозицией массива пирамидальных элементарных распределений с вершинами в узлах регулярной сетки с шагом c , состоящей из равносторонних треугольников (рис. 6, 7). При этом она полностью определяется дискретным набором конечного числа узловых значений давлений p_n :

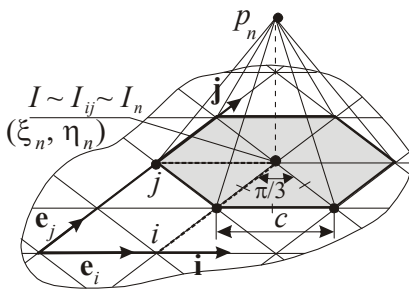
$$p(\xi, \eta) \cong \sum_n \delta(\xi - \xi_n, \eta - \eta_n) \cdot p_n.$$


Рис. 6. Регулярная треугольная сетка и пирамидальный элемент давления

Для нахождения искомых величин усилий в узлах сетки, которые наилучшим способом удовлетворяют условиям на границе, применимы различные подходы [1], в частности, вариационный метод (принцип Калькера). При его использовании в качестве действительных принимаются такие узловые значения контактных давлений, которые минимизируют функционал энергии [15]. При этом требуется способ вычисления нормальных смещений (28) для используемого типа аппроксимирующих

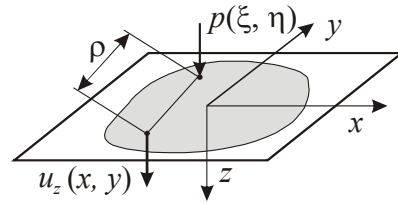


Рис.5. Перемещение границы полупространства под действием нормального усилия

давлений. Така задача еквівалентна визначенню переміщень u_z , які відповідають кожній з базисних навантажень. В роботі [1] описано спосіб аналітичного визначення коефіцієнтів такого представлення.

Для вузлових точок з деяким індексом n , що відповідає парі номерів (i, j) :

$$u_n = \sum_m C_{nm} p_m, \quad (29)$$

де C_{nm} – компоненти матриці коефіцієнтів впливу C , яка зв'язує вузлові значення переміщень точок границі S з вузовими значеннями контактних давлень.

Згідно принципу Калькери [15], для істинних областей контакту і контактної тиску, діючої в соприєднанні тіл 1 і 2, досягається мінімум функціоналу повної додаткової роботи Φ на множині всіх можливих неотрицательних розподілів тиску p . Вид цього функціоналу:

$$\left\{ \Phi(p) = \frac{1}{2} \int_S p(u_{z_1} + u_{z_2}) dS + \int_S p(h - \delta) dS \rightarrow \min; p(\xi, \eta) \geq 0 \text{ в } S. \right.$$

З цього умови з урахуванням (29) отримуємо:

$$\begin{cases} \sum_m C_{nm} p_m + h_n - \delta = 0, \text{ вузол } J_n - \text{ в контакте;} \\ \sum_m C_{nm} p_m + h_n - \delta > 0, \text{ вузол } J_n - \text{ вне зони контакта,} \end{cases} \quad (30)$$

де $\delta = \delta_1 + \delta_2$ – суммарне зближення тіл як жорстких; $h_n = h(x_n, y_n)$ – вузлові значення первинного зазору.

Умова неотрицательності контактних тисків накладає на шукані вузлові значення наступні обмеження:

$$p_m \geq 0, m = 1, N. \quad (31)$$

Крім того, вне зони контакту контактні тиски повинні бути нульовими, звідки

$$p_m = 0, J_m - \text{ вне зони контакта.} \quad (32)$$

Інтегральне співвідношення для p_m :

$$\sum_m \sqrt{3} c^2 p_m / 2 = P. \quad (33)$$

Система співвідношень (30)-(33) розв'язується єдиним способом

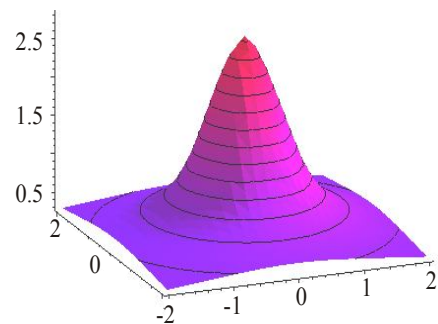


Рис.7. Розподіл переміщень точок поверхні напівпространства від дії тиску (див. рис. 6)

относительно искомым неизвестных $\{p_m\}_{m=1}^N$ и δ . При их определении форма и размеры области контакта S обычно неизвестны. Поэтому для начала обычно строится сетка и делается начальное предположение о текущем (начальном) приближении области контакта S таким образом, чтобы принадлежащие ей узлы заведомо покрывали настоящую область контакта. В ходе последующей итерационной процедуры одновременно уточняются как форма области контакта, так и значения контактных узловых давлений. На каждом шаге итерационного уточнения имеется множество N_c , состоящее из текущих индексов n_c тех узлов, которые предположительно входят в контакт. Для этих узлов должны выполняться уравнения из системы (30), а также равенство (33):

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{m_c \in N_c} C_{n_c m_c} p_{m_c} - \delta = h_{n_c}, n_c \in N_c; \quad \sum_{m_c \in N_c} \sqrt{3} c^2 p_{m_c} / 2 = P. \end{array} \right. \quad (34)$$

Последнее равенство в полученной системе записано с учетом условия (32): $p_m = 0, m \notin N_c$. Соотношения (34) образуют систему линейных алгебраических уравнений из $(N_c + 1)$ -го уравнения относительно такого же числа неизвестных. Матрица этой системы формируется из коэффициентов матрицы влияния C_{nm} и весовых множителей из равенства (33). Данная система имеет единственное решение. Полученные как ее текущее решение узловые значения $\{p_{m_c}\}_{m_c \in N_c}$ могут быть такими, что будут нарушать условие (31). Это будет означать, что текущие размеры зоны контакта завышены. Тогда индексы узлов, в которых это нарушение зафиксировано, исключаются из множества N_c , и производится следующий шаг итерации. Так происходит до той поры, пока решение системы (34) даст неотрицательные искомые узловые давления в зоне контакта.

В большинстве случаев этот результат является окончательным. Однако при этом требуется дополнительная проверка на выполнение второго типа из условий, представленных в (30). Вне зоны контакта S не должно наблюдаться взаимного проникновения взаимодействующих тел. Если же в части узлов, не вошедших в текущее приближение области контакта, не будут соблюдаться указанные неравенства, то их индексы включаются во множество N_c и повторяется итерационная процедура.

Анализ представленных соотношений дает основание для следующих выводов.

1. Формально уравнения (34) объединяют в прямом «сконденсированном» виде:

а. физико-механические характеристики исследуемой системы (они представлены матрицей коэффициентов влияния C_{nm});

б. компоненты напряженно-деформированного состояния (в виде распределений контактных давлений p_m , через которые по известным

соотношениям восстанавливаются все компоненты векторов перемещений, напряжений и деформаций на границах и внутри областей Ω_1, Ω_2);

- c. интегральное усилие \mathbf{P} ;
- d. сближение тел как жестких – δ ;
- e. геометрическая форма сопряженных поверхностей (натянуты на дискретное множество ординат h_1, h_2 в узловых точках).

2. Полученная система уравнений является формально линейной по узловым контактными давлениям p , суммарным зазорам h , смещениям δ и силе P .

3. Формально решение (p_m, δ) не зависит от распределения узловых значений расстояний до поверхности S_1 и S_2 (т.е. h_1, h_2 соответственно), а только от их суммы $h = h_1 + h_2$. Таким образом, при предложенном подходе система не отражает индивидуальность каждой из сопряженных поверхностей, а только суммарность зазора между ними. Иными словами, распределение контактного давления «индифферентно» по отношению к условному «переносу» тонкого поверхностного слоя из одного тела на другое. В частности, одну из поверхностей (S_1 или S_2) можно «уплосщить» за счет такой процедуры, отнеся все их суммарные отступления от плоской формы на другую.

4. Система уравнений (34) относительно искомого (p_m, δ) хотя и выглядит идентично линейным алгебраическим уравнениям, не является по сути линейной в силу ограничений на неотрицательность p_m внутри области контакта, их обнуление вне этой зоны, а также в силу недопустимости контакта вне этой области.

5. Формально систему (34) можно «инвертировать», т.е. трактовать ее как уравнения относительно неизвестных (p_m, δ) , доставляющих системе заданное сближение δ и навязанное распределение p_m .

Последний из выводов отображает свойство обратимости и связанности, выраженное в системе уравнений (34) в явном виде. Действительно, при анализе напряженно-деформированного состояния (т.е. когда искомыми являются (p_m, δ) при заданных (h_m, P)) геометрическую форму поверхностей (в смысле интегральную функцию зазора, см. вывод 3) задает набор h_m , при этом варьирование геометрической формы осуществляется путем покомпонентного изменения h_m . С другой стороны, при определении формы зазора в сопряжении контактирующих тел (т.е. когда искомые и заданные величины меняются местами) можно задавать желательное распределение контактного давления p_m путем назначения его узловых значений, а также варьировать его, просто меняя покомпонентно массив этих узловых контактных давлений. При этом следует заметить, что и прямая (см. вывод 4), и обратная трактовка системы

уравнений (34) не позволяет оперировать с ними как с линейными, поскольку действует, кроме них, еще и множество ограничений (30)-(32).

Таким образом, предложенная система соотношений дает возможность, оперируя в основном только с ней, организовать решение связанной задачи анализа напряженно-деформированного состояния и геометрического синтеза. При этом в качестве исходной информации задается кинематическое ограничение G . Например, для случая однопараметрического движения без проскальзывания тела вращения 2 по беговой направляющей радиуса R_1 (рис. 8):

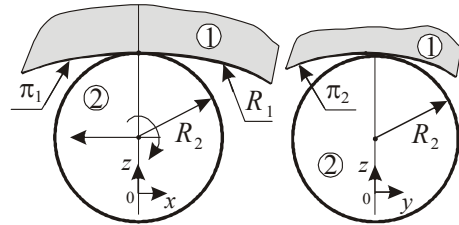


Рис. 8. Частный случай сопряжения тел

$$h \approx \frac{1}{2} \left(\frac{x^2}{R_1 - R_2} + \frac{y^2}{\pi_2''|_{y=0} - R_2} \right), \quad (35)$$

где $\pi_2(y)$ – профиль тела 1 в сечении плоскостью zOy .

Тогда задавая изначально R_1, R_2 и зафиксировав в дальнейшем $R_2 = const > 0$, подмножество G определяем как указано на рис 9:

$$\{R_1 > R_2; \pi_2''|_{y=0} > R_2\} \quad (36)$$

В терминах дискретных величин имеем:

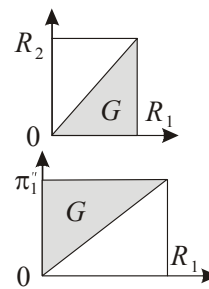


Рис. 9. Ограничения на геометрические параметры

$$\begin{cases} \frac{h(i+1, j) - 2h(i, j) + h(i-1, j)}{2\Delta_x^2} = \frac{1}{R_1 - R_2} = const > 0; \\ \frac{h(i, j+1) - 2h(i, j) + h(i, j-1)}{2\Delta_y^2} = \frac{1}{\pi_2'' - R_2} > 0 \quad \forall i, j. \end{cases} \quad (37)$$

Первые из этих соотношения задают согласованное изменение h , вторые – произвольные, но с сохранением знака второй частной производной. В результате в качестве варьируемых в цикле геометрического синтеза можно принять величину $R_1 > R_2$ и профиль $\pi_2(y)$, причем $\pi_2''(y) > R_2$. Кроме того, естественным условием выступает $h_\mu = 0$, где индекс μ соответствует узлу-точке первоначального контакта тел 1 и 2. При этом

$$\delta = \sum_m C_{\text{um}} p_m \cdot \quad (38)$$

Таким образом, задавая некоторое ограничение или критерий (по напряжениям, контактному давлению, перемещениям), можно непосредственно из той же разрешающей системы уравнений, что и для задачи анализа напряженно-деформированного состояния, определять решение задачи геометрического синтеза.

Заключение. Предложенный в статье подход объединяет в едином цикле, причем на базе одной и той же системы разрешающих соотношений, процедуры анализа напряженно-деформированного состояния и геометрического синтеза сложнопрофильных тел, контактирующих с возможностью взаимного движения или без него. Эти особенности отличают данную постановку от традиционных, обеспечивая большую эффективность численных исследований.

В дальнейшем планируется применить предложенный подход к решению ряда прикладных задач для элементов конкретных машиностроительных конструкций.

Литература: 1. Ткачук М.М. *Аналіз контактної взаємодії складнопрофільних елементів машинобудівних конструкцій з кінематично спряженими поверхнями*: дисс. ... кандидата техн. наук: 05.02.09 / Ткачук Микола Миколайович. – Харків, 2010. – 203 с. 2. Литвин Ф.Л. *Теория зубчатых зацеплений* / Ф.Л. Литвин. – М.: Наука, 1968. – 584 с. 3. Джонсон К. *Механика контактного взаимодействия* / К. Джонсон. – М.: Мир, 1989. – 509 с. 4. *Объемная гидropередача с шариковыми поршнями ГОП-900: характеристики и технический уровень* / Аврунин Г.А., Кабаненко И.В., Хавиль В.В., Истратов А.В., Богачев С.В., Лизунов К.М. // *Механіка та машинобудування*. – 2004. – №1. – С.14-21. 5. Ткачук Н.А. *Контактное взаимодействие элементов конструкций с кинематически генерируемыми поверхностями* / Н.А. Ткачук, Н.Н. Ткачук, Т.В. Полищук // *Вісник НТУ „ХПІ”*. Тем. вип.: „Транспортне машинобудування”. – 2007. – №33. – С. 176–183. 6. (90) Wriggers P. *Computational Contact Mechanics* / P. Wriggers. – Berlin-Heidelberg: Springer-Verlag, 2006. – 518 p. 7. Greenwood J.A. *The contact of normally-flat surfaces* / J.A. Greenwood, J.B.P. Williamson. // *Proceedings of the Royal Society of London*. – 1966. – Vol. 295. – P. 300-379. 8. Kragelsky I.V. *Tribology – Lubrication, Friction, and Wear* / I.V. Kragelsky // *Alisin Professional Engineering Publishing*. – 2001. – P. 521-529. 9. Childs T.H.C. *The persistence of asperities in indentation experiments* // T.H.C. Childs. – *Wear*, 1973. – Vol. 25. – P. 3-11. 10. Mikic B.B. *Analytical studies of contact of nominally flat surfaces and effect of previous loading* // B.B. Mikic. // *Journal of Lubrication Technology*. – 1971. – Vol. 93. – P. 451-459. 11. Работнов Ю.Н. *Механика деформируемого твердого тела* / Ю.Н. Работнов. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 712 с. 12. Дюво Г., Лионс Ж.-Л. *Неравенства в механике и физике*. – М.: Наука, 1980. – 383 с. 13. Гловински Р. *Численное исследование вариационных неравенств* / Р. Гловински, Ж.Л. Лионс, Р. Тремольер. – М.: Мир, 1979 – 574с. 14. Кравчук А.С. *К задаче Герца для линейно- и нелинейно-упругих тел конечных размеров* // *Прикладная математика и механика*. – Том 41. – 1977. – с. 329-337. 15. Kalker J.J. *Variational principles of contact elastostatics*. – *J. Inst. Math. and Appl.* – 1977. – Vol. 20. – 199 p.

Bibliography (transliterated) : 1. Tkachuk M.M. *Analiz kontaktної взаємодії складнопрофільних елементів машинобудівних конструкцій з кінематично спряженими поверхнями*: diss. ... kandidata tehn. nauk: 05.02.09 / Tkachuk Mikola Mikolajovich. – Harkiv, 2010. – 203 s. 2. Litvin F.L. *Teorija zubchatyh zaceplenij* / F.L. Litvin. – M.: Nauka, 1968. – 584 s. 3. Dzhonson K. *Mehanika kon-taktnogo vzaimodejstvija* / K. Dzhonson. – M.: Mir, 1989. – 509 s. 4. *Ob#emnaja gidropereдача s sharikovymi porshnjami GOP-900: harakteristiki i tehničeskij uroven'* / Avrunin G.A., Kaba-nenko I.V., Havil' V.V.,

Istratov A.V., Bogachev S.V., Lizunov K.M. // *Mehanika ta mashinobudu-vannja.* – 2004. – №1. – S.14-21. 5. Tkachuk N.A. Kontaktnoe vzaimodejstvie jelementov konstruk-cij s kinematicheski generiruemymi poverhnostjami / N.A. Tkachuk, N.N. Tkachuk, T.V. Poliwuk // *Visnik NTU „HPI”. Tem. vip.: „Transportne mashinobuduvannja”.* – 2007. – №33. – S. 176–183. 6. (90) Wriggers P. *Computational Contact Mechanics* / P. Wriggers.– Berlin-Heidelberg: Springer-Verlag, 2006. – 518 p. 7. Greenwood J.A. *The contact of normally-flat surfaces* / J.A. Greenwood, J.B.P. Williamson. // *Proceedings of the Royal Society of London.* – 1966. – Vol. 295. – P. 300-379. 8. Kragelsky I.V. *Tribology – Lubrication, Friction, and Wear* / I.V. Kragelsky // *Alisin Professional Engineering Publishing.* – 2001. – R. 521-529. 9. Childs T.H.C. *The persistence of asperities in inden-tation experiments* // T.H.C. Childs. – *Wear*, 1973. – Vol. 25. – P. 3-11. 10. Mikic B.B. *Analytical stud-ies of contact of nominally flat surfaces and effect of previous loading* // B.B. Mikic.// *Journal of Lubri-cation Technology.*– 1971.– Vol. 93.– P. 451-459. 11. Rabotnov Ju.N. *Mehanika deformiruemogo tverdogo tela* / Ju.N. Rabotnov. – M.: Nauka. Gl. red. fiz.–mat. lit., 1988. – 712 s. 12. Djuvo G., Lions Zh.-L. *Neravenstva v mehanike i fizike.* – M.: Nauka, 1980. – 383 s. 13. Glovinski R. *Chis-lennoe issledovanie variacionnyh neravenstv* / R. Glovinski, Zh.L. Lions, R. Tremol'er. – M.: Mir, 1979 – 574s. 14. Kravchuk A.S. *K zadache Gerca dlja linejno- i nelinejno-uprugih tel ko-nechnyh razmerov*// *Prikladnaja matematika i mehanika.* – Tom 41. – 1977. s. 329-337. 15. Kalker J.J. *Variational principles of contact elastostatics.* – *J. Inst. Math. and Appl.* – 1977. – Vol. 20. – 199 p.

Ткачук М.М., Ткачук М.А.

**КОНТАКТ СКЛАДНОПРОФІЛЬНИХ ТІЛ: ЗВ'ЯЗАНА ЗАДАЧА
АНАЛІЗУ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТА
ГЕОМЕТРИЧНОГО СИНТЕЗУ**

У статті описано новий підхід до розв'язання зв'язаної задачі аналізу напружено-деформованого стану та геометричного синтезу складнопрофільних тіл. Зокрема, для опису контактної взаємодії залучається метод граничних елементів. Ці розв'язувальні співвідношення служать також для визначення геометричної форми контактуючих тіл.

Tkachuk N.N., Tkachuk N.A.

**CONTACT OF GEOMETRICALLY COMPLEX BODIES: COUPLED
PROBLEM OF STRAIN-STRESS STATE ANALYSIS AND GEOMETRIC
SYNTHESIS**

The article describes a new approach to solving of coupled problem of stress-strain state analysis and geometric synthesis of geometrically complex bodies. In particular, the boundary element method is involved to describe a contact interaction. These resolving relations are also used to determine the contacting bodies geometry.

ТРАНСПОРТНЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.77

Беляев С. Н., Истомин А. Е., канд. техн. наук

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВУХПЛОСКОСТНОГО БЕСПЛАТФОРМЕННОГО СТАБИЛИЗАТОРА ВООРУЖЕНИЯ ЛЕГКОБРОНИРОВАННОЙ БОЕВОЙ МАШИНЫ

Постановка задачи. Современные отечественные легкобронированные боевые машины (далее ЛБМ) оснащаются вынесенным вооружением – боевыми модулями, позволяющими вести прицельный огонь с места и с ходу по неподвижным, движущимся, наземным и воздушным целям. За счет применения вынесенного вооружения обеспечивается повышение защищенности экипажа, снижена масса боевого модуля и улучшаются условия обитаемости в боевом отделении (отсутствие загазованности при стрельбе). Боевые модули стабилизируются в двух плоскостях. При этом конструкция и принцип действия стабилизаторов вооружения ЛБМ аналогичны стабилизаторам вооружения танков. В работе [1] указаны недостатки классических систем стабилизации вооружения на механических гироскопах и предложен стабилизатор на основе бесплатформенной инерциальной системы (БИС). Исследованы точность и быстродействие системы, а также выбраны оптимальные параметры закона управления стабилизатором для режима наведения в вертикальной плоскости [3, 4]. Однако, как показано в работе [2], особенности конструкции системы вооружения ЛБМ приводят к взаимовлиянию каналов управления при одновременном наведении модуля в горизонтальной и вертикальной плоскостях; влиянию углового положения модуля на инерционно-массовые характеристики системы «башенка – блок вооружения», а значительные скорости наведения при колебательном движении перемещающейся по местности ЛБМ требуют оценки влияния возникающего при этом кориолисового ускорения на величину возмущающих моментов в каналах наведения.

Указанные обстоятельства свидетельствуют о необходимости продолжения исследований стабилизатора вооружения ЛБМ на основе БИС. При этом следует оценить точность стабилизации одновременно в двух плоскостях при движении ЛБМ по пересеченной местности.

Цель работы. Целью данной статьи является оценка точности стабилизации боевого модуля ЛБМ в двух плоскостях и анализ полученных результатов с точки зрения удовлетворения техническим требованиям.

Модель динамики боевого модуля ЛБМ. В работе [2] с участием автора разработана математическая модель движения боевого модуля

ЛБМ. Данная модель позволяет учесть ряд особенностей конструкции вооружения ЛБМ, а именно:

- смещение центра вращения башенки относительно осей связанной с корпусом ЛБМ системы координат;
- смещение центра масс системы «башенка – блок вооружения» относительно центра вращения башенки;
- центр масс блока вооружения смещен относительно осей связанной с ним системы координат;
- центр вращения блока вооружения смещен относительно центра вращения башенки по продольной и вертикальной координатам.

Указанные особенности конструкции боевого модуля и его расположение на корпусе отображено на рис. 1, где показана расчетная схема принятых систем координат корпуса ЛБМ, башенки и блока вооружения модуля.

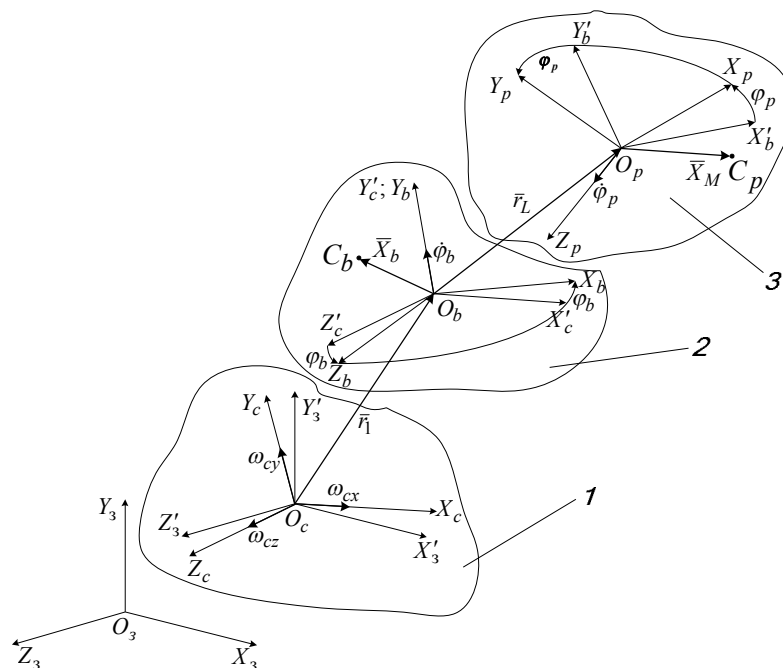


Рис. 1. Расчетная схема расположения систем координат:
1 – корпус; 2 – башенка; 3 – блок вооружения

$O_c X_c Y_c Z_c$ – неподвижная земная система координат; O_c – центр масс машины; $O_c X'_3 Y'_3 Z'_3$ – земная система координат, приведенная к полюсу O_c ; $O_c X_c Y_c Z_c$ – система координат, связанная с корпусом машины (ССК); C_b – центр масс башенки; \bar{X}_b – радиус-вектор положения центра масс башенки; C_p – центр масс блока вооружения; \bar{X}_M – радиус-вектор центра масс блока вооружения; $O_b X_b Y_b Z_b$ – система координат, связанная с подвижной относительно корпуса башенкой; \bar{r}_1 – радиус-вектор положения полюса O_b

относительно полюса O_c ССК; \bar{r}_L – радиус-вектор положения полюса O_p системы координат $O_p X_p Y_p Z_p$, связанной с поворачивающимся относительно оси $O_p Z_p$ блоком вооружения; $\omega_{cx}, \omega_{cy}, \omega_{cz}$ – проекции вектора угловой скорости корпуса ЛБМ в проекциях на оси ССК; $\dot{\varphi}_b, \dot{\varphi}_p$ – угловые скорости поворота соответственно башенки и блока вооружения относительно соответствующих осей

Возмущающими воздействиями для стабилизатора боевого модуля являются угловые скорости и угловые ускорения подрессоренного корпуса ЛБМ, а также линейные ускорения.

В представленной в [2] математической модели уравнения динамики боевого модуля имеют следующий вид:

$$\begin{cases} B_{yb}(t)\ddot{\varphi}_b + B_{yp}(t)\ddot{\varphi}_p + D_y(t) = M_{\Sigma yc}(t); \\ B_{zb}(t)\ddot{\varphi}_b + J_{zz}^M \ddot{\varphi}_p + D_z(t) = M_{Mz}(t), \end{cases} \quad (1)$$

где переменные коэффициенты $B_{yb}(t), B_{yp}(t), D_y(t), B_{zb}(t)$ и $D_z(t)$ являются функциями массово-геометрических характеристик боевого модуля, его расположения относительно центра масс машины, угловых скоростей и ускорений корпуса, углов и угловых скоростей поворота башенки и блока вооружения.

Решение системы дифференциальных уравнений (1) дает угловые ускорения и скорости, а также углы поворота системы «башенка – блок вооружения» и блока вооружения относительно соответствующих осей.

Абсолютная угловая скорость блока вооружения в проекциях на связанные с ним оси координат может быть представлена в виде:

$$\begin{cases} \omega_{px} = \omega_{cx} \cos \varphi_b \cos \varphi_p + \omega_{cy} \sin \varphi_p - \omega_{cx} \sin \varphi_b \cos \varphi_p + \dot{\varphi}_b \sin \varphi_p; \\ \omega_{py} = -\omega_{cx} \cos \varphi_b \sin \varphi_p + \omega_{cy} \cos \varphi_p + \omega_{cz} \sin \varphi_b \sin \varphi_p + \dot{\varphi}_b \cos \varphi_p; \\ \omega_{pz} = \omega_{cx} \sin \varphi_b + \omega_{cz} \cos \varphi_b + \dot{\varphi}_p. \end{cases} \quad (2)$$

В системе наведения и стабилизации боевого модуля на основе БИС проекции абсолютной угловой скорости модуля, измеренные датчиками угловых скоростей, являются входной информацией для алгоритмов вычисления параметров ориентации модуля, которые рассмотрены далее.

Алгоритмы вычисления параметров ориентации боевого модуля ЛБМ. Наиболее предпочтительными с точки зрения реализации в бортовом вычислителе параметрами ориентации в бесплатформенных системах являются параметры Родрига – Гамильтона (кватернионы) [3]. Для оценки текущей ориентации боевого модуля введем кватернион

$$\bar{\Lambda} = (\lambda_0, \lambda_1, \lambda_2, \lambda_3),$$

компоненты которого связаны с проекциями абсолютной угловой скорости модуля следующими кинематическими уравнениями:

$$\begin{aligned} \dot{\lambda}_0 &= -\frac{1}{2}(\lambda_1\omega_{px} + \lambda_2\omega_{py} + \lambda_3\omega_{pz}); \\ \dot{\lambda}_1 &= \frac{1}{2}(\lambda_0\omega_{px} + \lambda_2\omega_{pz} + \lambda_3\omega_{py}); \\ \dot{\lambda}_2 &= \frac{1}{2}(\lambda_0\omega_{py} + \lambda_3\omega_{px} + \lambda_1\omega_{pz}); \\ \dot{\lambda}_3 &= \frac{1}{2}(\lambda_0\omega_{pz} + \lambda_1\omega_{py} + \lambda_2\omega_{px}) \end{aligned} \quad (3)$$

с начальными условиями

$$\bar{\Lambda}(0) = (1, 0, 0, 0).$$

Заданному наводчиком угловому положению боевого модуля соответствует кватернион

$$\bar{M} = (\mu_0, \mu_1, \mu_2, \mu_3),$$

компоненты которого вычисляются в соответствии с выражениями:

$$\begin{aligned} \mu_0 &= \cos \frac{\psi_{p3}}{2} \cos \frac{\vartheta_{p3}}{2}; \\ \mu_1 &= \sin \frac{\psi_{p3}}{2} \sin \frac{\vartheta_{p3}}{2}; \\ \mu_2 &= \sin \frac{\psi_{p3}}{2} \cos \frac{\vartheta_{p3}}{2}; \\ \mu_3 &= \cos \frac{\psi_{p3}}{2} \sin \frac{\vartheta_{p3}}{2}, \end{aligned} \quad (4)$$

где $\psi_{p3}, \vartheta_{p3}$ – заданные углы наведения боевого модуля в горизонтальной и вертикальной плоскостях соответственно.

Для численного интегрирования кинематических уравнений (3) в бортовом вычислителе можно использовать реверсивный алгоритм с нормировкой на каждом такте, который заключается в следующем. Пусть n – такт работы бортового вычислителя. На каждом такте определяется величина нормирующего множителя:

$$S[n] = 1 - \{\lambda_0^2[n-1] + \lambda_1^2[n-1] + \lambda_2^2[n-1] + \lambda_3^2[n-1]\} \quad (5)$$

На нечетном шаге работы параметры кватерниона $\bar{\Lambda}$ вычисляются по формулам:

$$\begin{aligned}\lambda_0[n] &= \lambda_0[n-1] - \frac{T}{2} \{ \lambda_1[n-1] \omega_{fx}[n] + \lambda_2[n-1] \omega_{fy}[n] + \lambda_3[n-1] \omega_{fz}[n] \} + \lambda_0[n-1] S[n]/2; \\ \lambda_1[n] &= \lambda_1[n-1] + \frac{T}{2} \{ \lambda_0[n-1] \omega_{fx}[n] + \lambda_2[n-1] \omega_{fz}[n] - \lambda_3[n-1] \omega_{fy}[n] \} + \lambda_1[n-1] S[n]/2; \\ \lambda_2[n] &= \lambda_2[n-1] + \frac{T}{2} \{ \lambda_0[n-1] \omega_{fy}[n] + \lambda_3[n-1] \omega_{fx}[n] - \lambda_1[n-1] \omega_{fz}[n] \} + \lambda_2[n-1] S[n]/2; \\ \lambda_3[n] &= \lambda_3[n-1] + \frac{T}{2} \{ \lambda_0[n-1] \omega_{fz}[n] + \lambda_1[n-1] \omega_{fy}[n] - \lambda_2[n-1] \omega_{fx}[n] \} + \lambda_3[n-1] S[n]/2;\end{aligned}\quad (6)$$

На четном шаге последовательность вычисления параметров текущей ориентации модуля обратная:

$$\begin{aligned}\lambda_3[n] &= \lambda_3[n-1] + \frac{T}{2} \{ \lambda_0[n-1] \omega_{fz}[n] + \lambda_1[n-1] \omega_{fy}[n] - \lambda_2[n-1] \omega_{fx}[n] \} + \lambda_3[n-1] S[n]/2; \\ \lambda_2[n] &= \lambda_2[n-1] + \frac{T}{2} \{ \lambda_0[n-1] \omega_{fy}[n] + \lambda_3[n-1] \omega_{fx}[n] - \lambda_1[n-1] \omega_{fz}[n] \} + \lambda_2[n-1] S[n]/2; \\ \lambda_1[n] &= \lambda_1[n-1] + \frac{T}{2} \{ \lambda_0[n-1] \omega_{fx}[n] + \lambda_2[n-1] \omega_{fz}[n] - \lambda_3[n-1] \omega_{fy}[n] \} + \lambda_1[n-1] S[n]/2; \\ \lambda_0[n] &= \lambda_0[n-1] - \frac{T}{2} \{ \lambda_1[n-1] \omega_{fx}[n] + \lambda_2[n-1] \omega_{fy}[n] + \lambda_3[n-1] \omega_{fz}[n] \} + \lambda_0[n-1] S[n]/2,\end{aligned}\quad (7)$$

где $\omega_{fx}[n]$, $\omega_{fy}[n]$, $\omega_{fz}[n]$ – проекции абсолютной угловой скорости (2) блока вооружения, измеряемые ДУС.

Введем в рассмотрение кватернион рассогласования между текущей и заданной ориентацией модуля $\delta\bar{\Lambda} = (\delta\lambda_0, \delta\lambda_1, \delta\lambda_2, \delta\lambda_3)$.

В соответствии с формулой сложения поворотов [4] кватернион рассогласования определяется по формуле

$$\delta\Lambda = \tilde{M} \circ \Lambda,$$

где \tilde{M} – сопряженное значение кватерниона M ; « \circ » – знак операции кватернионного умножения.

Тогда компоненты кватерниона $\delta\Lambda$ будут вычисляться по формулам:

$$\begin{aligned}\delta\lambda_0[n] &= \mu_0[n] \lambda_0[n] + \mu_1[n] \lambda_1[n] + \mu_2[n] \lambda_2[n] + \mu_3[n] \lambda_3[n]; \\ \delta\lambda_1[n] &= \mu_0[n] \lambda_1[n] - \lambda_0[n] \mu_1[n] - \mu_2[n] \lambda_3[n] + \lambda_2[n] \mu_3[n]; \\ \delta\lambda_2[n] &= \mu_0[n] \lambda_2[n] - \lambda_0[n] \mu_2[n] + \mu_1[n] \lambda_3[n] + \lambda_1[n] \mu_3[n]; \\ \delta\lambda_3[n] &= \mu_0[n] \lambda_3[n] - \lambda_0[n] \mu_3[n] - \mu_1[n] \lambda_2[n] + \lambda_1[n] \mu_2[n].\end{aligned}\quad (8)$$

С достаточной степенью точности углы рассогласования боевого модуля в горизонтальной и вертикальной плоскостях можно вычислить следующим образом:

$$\begin{aligned} \Delta\psi_p &= 2\delta\lambda_0[n]\delta\lambda_2[n]; \\ \Delta\vartheta_p &= 2\delta\lambda_0[n]\delta\lambda_3[n]. \end{aligned} \tag{9}$$

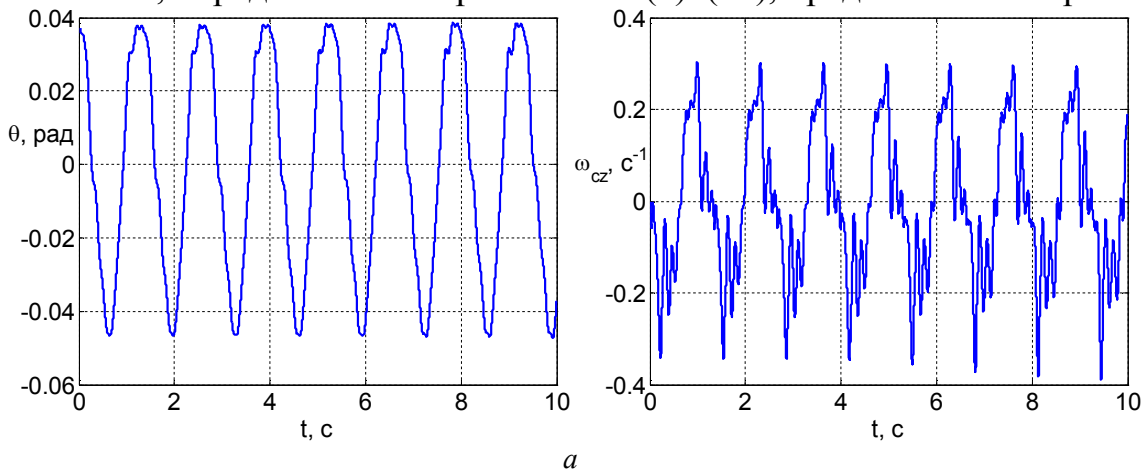
Формирование управляющих сигналов в каналах горизонтального и вертикального наведения будем осуществлять по пропорционально-дифференциальному закону:

$$\begin{aligned} U_b[n] &= -K_\psi \Delta\psi_p[n] - K_{\dot{\psi}} \omega_{fy}[n]; \\ U_p[n] &= -K_\vartheta \Delta\vartheta_p[n] - K_{\dot{\vartheta}} \omega_{fz}[n]. \end{aligned} \tag{10}$$

Сигналы (10) являются управляющими напряжениями для исполнительных электроприводов каналов горизонтального и вертикального наведения.

Результаты моделирования стабилизатора. Для оценки точности стабилизации боевого модуля были проведены вычислительные эксперименты, в которых моделировалась работа стабилизатора при движении ЛБМ по неровностям. При этом использовались результаты расчета комплексной математической модели динамики колесной ЛБМ, представленной в работе [5]. Моделировалось движение ЛБМ по неровностям синусоидального профиля со скоростью 6,94 м/с (25 км/ч). Двойная амплитуда неровностей составляла 0,2 м, а длина – $2L$, где L – колесная база ЛБМ, причем неровности под бортами ЛБМ были смещены друг относительно друга на 2 м. На рис. 2 представлены процессы продольно-угловых и поперечно-угловых колебаний корпуса ЛБМ, полученные в результате моделирования.

Угловые отклонения боевого модуля в горизонтальной и вертикальной плоскостях при использовании алгоритмов стабилизации на основе БИС, определяемых выражениями (4)–(10), представлены на рис. 3.



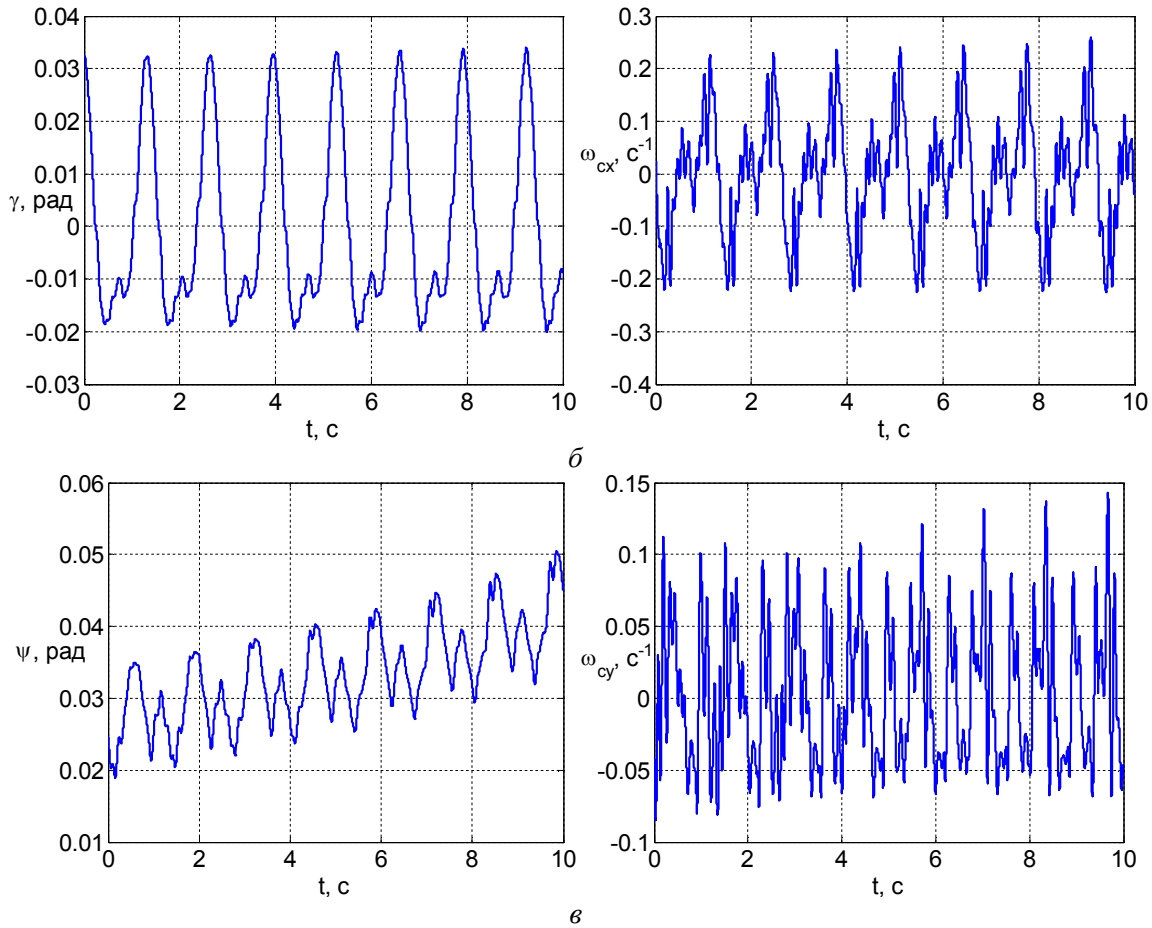


Рис. 2. Продольные (а), поперечные (б) и горизонтальные (в) угловые колебания корпуса ЛБМ

При этом были выбраны следующие значения коэффициентов законов управления стабилизатором: $K_{\psi} = 19432$; $K_{\dot{\psi}} = 1033$; $K_g = 19180$; $K_{\dot{g}} = 281$.

Анализ кривых, приведенных на рис. 3 показывает, что среднеквадратичное отклонение боевого модуля ЛБМ от заданного направления в вертикальной плоскости составило $2,93 \cdot 10^{-4}$ рад, а в горизонтальной – $1,5 \cdot 10^{-4}$ рад. Данные отклонения удовлетворяют техническим требованиям к стабилизатору вооружения ЛБМ.

Выводы. Алгоритмы управления стабилизатором боевого модуля легкобронированной боевой машины, построенные по принципам бесплатформенных инерциальных систем, позволяют получать точность стабилизации модуля в обеих плоскостях, удовлетворяющую техническим требованиям.

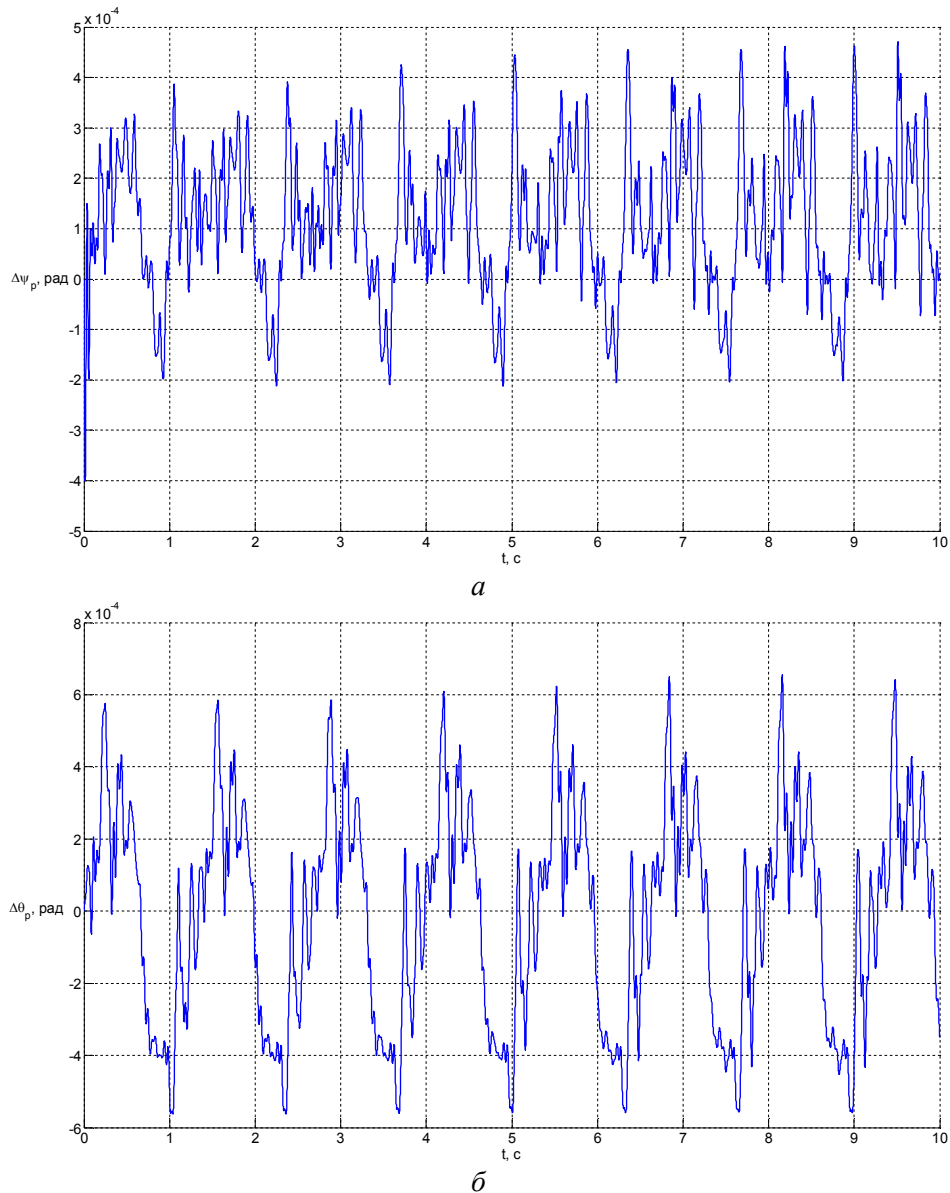


Рис. 3. Отклонения боевого модуля от заданного направления в горизонтальной (а) и вертикальной (б) плоскостях

Литература: 1. Беляев С. Н. Моделирование работы стабилизатора вооружения легкобронированной боевой машины, построенного на основе бесплатформенной инерциальной системы / С. Н. Беляев // *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. – Харків: НТУ «ХПИ», – 2008. – № 46. – С. 40–45. 2. Об особенностях построения математической модели совместного движения башенки и боевого модуля как объектов регулирования в комплексах управления вооружением для легкобронированных боевых машин / Е. Е. Александров, В. А. Кононенко, С. Н. Беляев [и др.] // *Механіка та машинобудування // Науково-технічний журнал*. – Харків: НТУ «ХПИ», 2007. – № 2. – С. 3–27. 3. Успенский В. Б. Теоретические основы гиросилового управления ориентацией космического летательного аппарата: Монография. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – 328 с. 4. Бранец В. Н. Применение кватернионов в задачах ориентации твердого тела / В. Н. Бранец, И. П. Шмыглевский. – М.: Наука, 1973. – 320 с. 5. Александров Е. Е., Динамика транспортно-тяговых колёсных и гусеничных машин / Александров Е. Е., Волонцевич Д. О., Лебедев А. Т. – Харьков: ХАДИ, 2001. – 642 с.

Bibliography (transliterated): 1. Beljaev S. N. Modelirovanie raboty stabilizatora vooruzhenija legkobronirovannoj boevoj mashiny, postroennogo na osnove besplatformennoj

inercial'noj sistemy / S. N. Beljaev // Visnik Nacional'nogo tehničnogo universitetu «Harkivs'kij politehničnij institut». – Harkiv: NTU «HPI». – 2008. – № 46. – S. 40–45. 2. Ob osobennostjah postroenija matematičeskoj modeli sovместnogo dvizhenija bashenki i boevogo modulja kak ob'ektov regulirovanija v kompleksah upravlenija vooruzheniem dlja legkobronirovannyh boevyh mashin / E. E. Aleksandrov, V. A. Kononenko, S. N. Beljaev [i dr.] // Mehanika ta mashinobuduvannja // Naukovo-tehničnij zhurnal. – Harkiv: NTU «HPI», 2007. – № 2. – S. 3–27. 3. Uspenskij V. B. Teoreticheskie osnovy girosilovogo upravlenija orientaciej kosmicheskogo letatel'nogo ap-parata: Monografija. – Har'kov: NTU «HPI», 2006. – 328 s. 4. Branec V. N. Primenenie kva-ternionov v zadachah orientacii tverdogo tela / V. N. Branec, I. P. Shmyglevskij. – M.: Nauka, 1973. – 320 s. 5. Aleksandrov E. E., Dinamika transportno-tjagovyh koljosnyh i gusenichnyh mashin / Aleksandrov E. E., Voloncevich D. O., Lebedev A. T. – Har'kov: HADI, 2001. – 642 s.

Біляєв С. М., Істомін О. Є.

МОДЕЛЮВАННЯ ДВОПЛОЩИННОГО БЕЗПЛАТФОРМЕННОГО СТАБІЛІЗАТОРА ОЗБРОЄННЯ ЛЕГКОБРОНЬОВАНОЇ БОЙОВОЇ МАШИНИ

Наведено алгоритми стабілізації бойового модуля ЛБМ, розроблені за принципами безплатформених систем. Проаналізовано результати моделювання стабілізатора.

Belyaev S. N., Istomin A. E.

MODELING OF DUAL-AXIS ARMAMENT STABILIZER OF LIGHT- ARMORED FIGHTING VEHICLE

Algorithms of stabilization of the LAFV combat module developed on principles of strapdown systems are presented. The results of the simulation of the stabilizer are analyzed.

УДК 629.113.001.1

*Волонцевич Д.О., д-р техн. наук; Костяник І.В., канд. техн. наук;
Камфенкель Д.І.*

СПОСІБ ПІДВИЩЕННЯ ДОПУСТИМОЇ ШВИДКОСТІ ВЕДЕННЯ ВОГНЮ З ХОДУ ПРИ РУСІ БОЙОВИХ МАШИН ПО ПЕРЕСІЧЕНІЙ МІСЦЕВОСТІ

Постановка проблеми. Постійно зростаюча питома потужність приводить до збільшення середніх швидкостей руху машин, що навіть у випадку застосування керованих гідропневматичних підвісок і сучасного стабілізованого озброєння на пересіченій місцевості часто викликає блокування пострілу через неможливість приводів наведення встигати безупинно відпрацьовувати компенсацію великих швидкостей і амплітуд рухів.

Можливості класичних підвісок на основі металевих пружних елементів і гідравлічних або фрикційних амортизаторів досягли граничних величин, у першу чергу, у зв'язку з обмеженнями по теплонапруженості амортизуючих пристроїв.

Одночасно в системах керування подачею палива у двигун усе ширше впроваджуються електронні всережимні регулятори, які значно простіше дозволяють якщо буде потреба, змінювати за необхідним законом подачу палива в автоматичному режимі без участі механіка-водія.

Аналіз останніх публікацій. В науково-технічній літературі широко представлені роботи, пов'язані з вдосконаленням характеристик стабілізаторів озброєння і підвісок гусеничних та колісних машин. Публікацій з питання зменшення амплітуд подовжньо-кутових коливань за рахунок зміни сили тяги в літературі знайдено не було.

Формулювання мети публікації. Цілями і задачами даної роботи є:

1) Підвищення допустимої швидкості руху ведення вогню з ходу при русі бойових машин по пересіченій місцевості шляхом зменшення подовжньо-кутових коливань корпусу за рахунок автоматично керованих подовжніх прискорень.

2) Перевірка шляхом математичного моделювання ефективності застосування пропонованого способу на прикладі танка Т-80УД з урахуванням роботи всережимного регулятора паливоподачі.

Викладення основного матеріалу. У зв'язку з вищевикладеним, пропонується використовувати зміну сили тяги на рушії шляхом зміни подачі палива у двигун для зниження величини подовжньо-кутових коливань корпусу при русі по низькочастотних нерівностях з амплітудою в межах динамічного ходу підвіски на швидкостях вище 4 м/с.

Суть пропозиції полягає в наступному.

Перший варіант (для машин, що не мають на борту датчика подовжньо-кутових прискорень корпусу).

При постійному положенні педалі керування подачею палива за допомогою спеціальної системи керування подача палива у двигун здійснюється за законом

$$h_p = h_0 + K \cdot (\Delta - \Delta_{ст}) / (\Delta_{\max} - \Delta_{ст}), \quad (1)$$

де h_p – положення рейки паливного насоса (дросельної заслінки);

h_0 – положення рейки паливного насоса (дросельної заслінки), що задається механіком-водієм;

Δ – поточна різниця деформацій пружних елементів першої і останньої підвісок;

$\Delta_{ст}$ – різниця деформацій пружних елементів першої і останньої підвісок у статичному положенні машини;

Δ_{\max} – максимально можлива різниця деформацій пружних елементів першої і останньої підвісок;

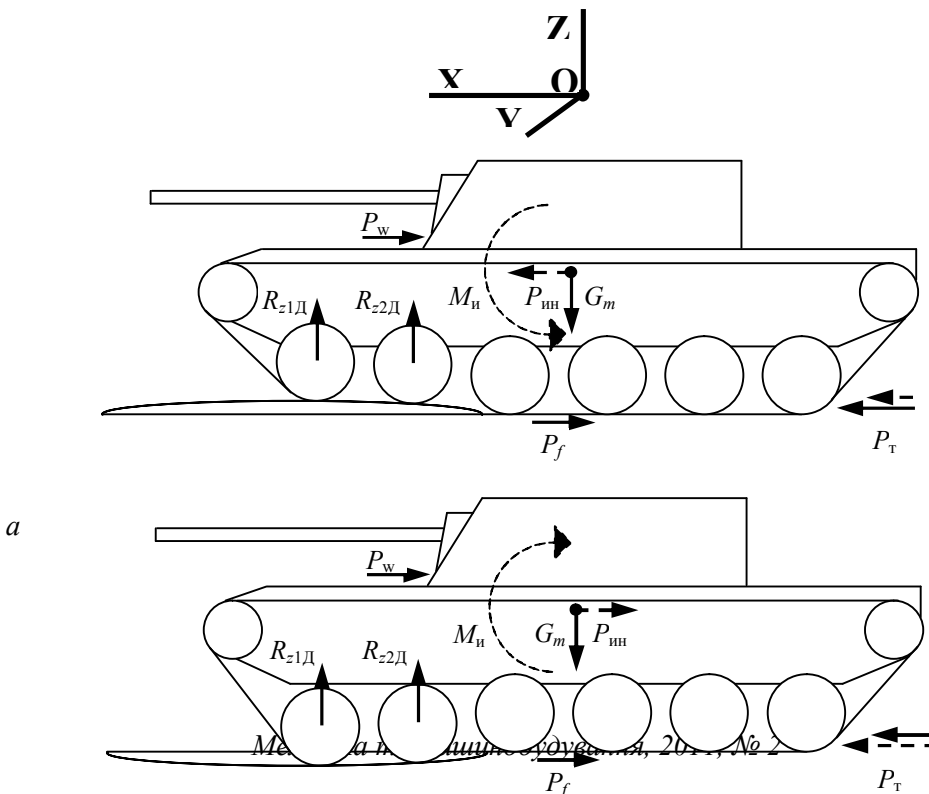
K – коефіцієнт чутливості, що залежить від швидкості руху машини.

Для реалізації запропонованого способу зниження інтенсивності подовжньо-кутових коливань корпусу ВГКМ досить установити на крайніх підвісках датчики положення балансирів щодо корпусу машини і сервопривод, що накладає додаткове переміщення рейки паливного насоса на переміщення, що задається механіком-водієм. Цей привод може бути таким, що вимикається, і вмикатися, наприклад, при включенні стабілізатора озброєння і русі машини зі швидкістю вище 4 м/с.

Приклад роботи пропонованої системи показаний на рис. 1.

Машина, рухаючись із постійною швидкістю по рівній дорозі, наїжджає на бугор. У випадку відсутності пропонованої системи всережимний регулятор при зростанні сили опору руху, намагаючись зберегти незмінною швидкість руху, збільшує подачу палива у двигун, що приводить до різкого зростання подовжньо-кутового прискорення й закиданню носа машини нагору.

При використанні пропонованого способу зниження інтенсивності подовжньо-кутових коливань корпусу (рис. 1а) у момент початку піджимання передніх опорних котків (коліс) подача палива зменшується пропорційно різниці деформацій пружних елементів першої і останньої підвісок, у результаті чого виникає спрямована вперед сила інерції і позитивний крутний момент від неї, що знижує крутний момент, прикладений до корпусу від підвіски і тим самим зменшує подовжньо-кутові коливання корпусу, викликані наїздом на перешкоду.



б

Рис. 1. Принцип дії способу зниження подовжньо-кутових коливань корпусу ВГКМ

$$\begin{aligned} & (R_{z1} = R_{z1ст} + R_{z1Д}; \quad R_{z2} = R_{z2ст} + R_{z2Д};) \Rightarrow \sum M_Y < 0; \\ P_T = P_{T0} + \Delta P_T (\Delta P_T < 0) & \Rightarrow P_{ин} > 0 \Rightarrow M_{ин} > 0 \Rightarrow \sum M_Y \rightarrow 0 \Rightarrow \ddot{\phi} \rightarrow 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Машина, рухаючись із постійною швидкістю по рівній дорозі, в'їжджає в яму. У випадку відсутності пропонованої системи всережимний регулятор при зменшенні сили опору руху, намагаючись зберегти незмінною швидкість руху, знижує подачу палива у двигун, що приводить до різкого зростання подовжньо-кутового прискорення і клевку носа машини долі.

При використанні пропонованого способу зниження інтенсивності подовжньо-кутових коливань корпусу (рис. 1б) у момент початку розвантаження передніх опорних котків (коліс) подача палива збільшується пропорційно різниці деформацій пружних елементів першої і останньої підвісок, у результаті чого виникає спрямована назад сила інерції й негативний крутний момент від неї, що знижує крутний момент, прикладений до корпусу від підвіски і тим самим зменшує подовжньо-кутові коливання корпусу, викликані наїздом на перешкоду.

$$\begin{aligned} & (R_{z1} = R_{z1ст} - R_{z1Д}; \quad R_{z2} = R_{z2ст} - R_{z2Д};) \Rightarrow \sum M_Y > 0; \\ P_T = P_{T0} + \Delta P_T (\Delta P_T > 0) & \Rightarrow P_{ин} < 0 \Rightarrow M_{ин} < 0 \Rightarrow \sum M_Y \rightarrow 0 \Rightarrow \ddot{\phi} \rightarrow 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Другий варіант (для машин, оснащених датчиком подовжньо-кутових прискорень корпусу).

У цьому випадку автоматична зміна подачі палива для одержання подовжнього прискорення з потрібним знаком провадиться при виконанні наступних умов:

- 1) швидкість руху машини більше 4 м/с;
- 2) якщо $\ddot{\phi} > 0$ й $\dot{\phi} > 0$, то подача палива збільшується з максимальною інтенсивністю доти, поки виконується умова або не буде досягнута максимально можлива подача палива;
- 3) якщо $\ddot{\phi} < 0$ й $\dot{\phi} < 0$, те подача палива зменшується з максимальною інтенсивністю доти, поки виконується умова або поки не буде повністю перекрита подача палива за умови $v \geq 4$ м/с;

4) при невиконанні ні 2, ні 3 умови або виконання одного з них, але невиконання 1 умови подача палива вертається у вихідний стан, що задається механіком-водієм ($h_p=h_0$).

Безумовно, запропонований спосіб має ряд істотних обмежень:

- зниження інтенсивності подовжньо-кутових коливань корпусу здійснюється за рахунок деякого зростання вертикальних і поздовжніх прискорень;

– спосіб не може бути застосований на нерівностях, амплітуди яких перевищують динамічний хід підвіски, тому що спроба зниження подовжньо-кутових коливань за рахунок сил інерції в цьому випадку приведе до пробію підвіски;

– спосіб не може бути застосований на високочастотних нерівностях (мерзла оранка);

– спосіб не може бути застосований на малих швидкостях руху (менш 4 м/с), тому що на цих швидкостях зазвичай здійснюється маневрування на особливо складному рельєфі або в стиснутих умовах, коли необхідно точне керування рухом з боку механіка-водія;

– спосіб не може бути застосований у перехідних режимах (перемикання передач, екстрене гальмування і т.д.).

Для оцінки ефективності застосування запропонованого способу був проведений чисельний експеримент, у ході якого порівнювалися показники проходження тих самих трас машиною Т-80УД, необладнаною запропонованою системою і машинами, обладнаними системами керування паливоподачею по першому і другому варіанту.

Для проведення чисельного експерименту була використана комплексна функціональна математична модель гусеничної машини, що включає в себе:

- дизельний двигун із всережимним регулятором [2];
- бортову планетарну трансмісію;
- ходову частину з гусеничним рушієм [1];
- підвіску.

Для експериментальних машин штатний всережимний регулятор відключався, а замість нього регулювання подачі палива здійснювалося за законом (1) або алгоритмом, описаним в другому варіанті реалізації.

Машина, рухаючись із постійною швидкістю на III - VII передачах при обертах двигуна, що відповідають максимальному крутному моменту, в'їжджала на один із трьох типів трас.

При цьому фіксувалися:

- вертикальні, поздовжні і подовжньо-кутові прискорення, швидкості і переміщення центру ваги корпусу;
- прискорення, швидкості і кути повороту всіх балансирів щодо корпусу;
- швидкості штоків і зусилля на всіх амортизаторах;
- натяги робочих гілок гусениць;

- нормальні реакції під всіма опорними котками.
- Траси розглядалися трьох типів:
 - синусоїдальна, що має три повних періоди;
 - одиничний бугор;
 - одинична яма.

Для кожної траси амплітуда змінювалася від 0,1 м до 0,3 м, а довжина хвилі відповідала 1, 1,5, 2 і 2,5 базам машини.

На попередньому етапі були оцінені величини подовжньо-кутових прискорень $\ddot{\varphi}$ коливань корпусу, які можуть бути досягнуті за рахунок керування подачею палива при русі на різних передачах по ґрунту з коефіцієнтом опору руху $f_0 = 0,06$.

Так максимальний ефективний крутний момент, що розвивається двигуном

6ТД-2 становить $M_{ДВ}^{max} = 2776$ Нм. Відповідно, на ведучі колеса на j -ій передачі може потрапити крутний момент (табл. 1)

$$M_{ВК}^{max} = M_{ДВ}^{max} i_{ТРj} \eta_{ДВ} \eta_{ТРj}, \quad (4)$$

- де $i_{ТРj}$ – передаточне число трансмісії на j -ій передачі;
 $\eta_{ДВ}$ – коефіцієнт втрат у двигуні на системи охолодження, змащення, генератор і т.п.;
 $\eta_{ТРj}$ – ККД трансмісії на j -ій передачі.

Максимальна сила тяги по двигуну, що може бути отримана на рушії, становить (табл. 1)

$$P_T^{max} = M_{ВК}^{max} R_{ВК} \eta_{ДВИЖ}, \quad (5)$$

- де $R_{ВК}$ – радіус ВК;
 $\eta_{ДВИЖ}$ – ККД гусеничного рушія з гумовометалевим шарніром, що визначається за формулою

$$\eta_{ДВИЖ} = 0,98 - 0,0076 \cdot V_{СРj}, \quad (6)$$

де $V_{СРj}$ – швидкість руху машини на j -ій передачі в режимі обертів максимального крутного моменту двигуна, м/с.

Таблиця 1

Оцінка впливу збільшення подачі палива до максимуму на величину подовжньо-кутового прискорення

| № пер. | $V_{СРj}$, м/с | $\eta_{ДВИЖ}$ | $M_{ВК}^{max}$, Нм | P_T^{max} , Н | P_T^{Const} , Н | $\Delta\ddot{\varphi}$, с ⁻² |
|--------|-----------------|---------------|---------------------|-----------------|-------------------|--|
| 2 | 3,275 | 0,955 | 56416,9 | 172155,1 | 27121,9 | 1,042 |
| 3 | 4,132 | 0,949 | 44707,7 | 135493,8 | 27149,4 | 0,779 |
| 4 | 5,169 | 0,941 | 35743,1 | 107425,7 | 27191,1 | 0,577 |
| 5 | 6,296 | 0,932 | 29343,5 | 87388,4 | 27246,9 | 0,432 |
| 6 | 9,819 | 0,905 | 18814,2 | 54421,4 | 27492,4 | 0,194 |

| | | | | | | |
|---|--------|-------|---------|---------|---------|-------|
| 7 | 14,405 | 0,871 | 13353,7 | 37139,8 | 27972,5 | 0,066 |
|---|--------|-------|---------|---------|---------|-------|

Необхідна сила тяги для підтримки рівномірного руху по ґрунту із заданим коефіцієнтом опору руху f_0 на j -ій передачі в режимі обертів максимального крутного моменту двигуна (табл. 1)

$$P_T^{\text{Const}} = G_M f_0 + k_0 F V_{CPj}, \quad (7)$$

де G_M – сила ваги машини ($G_M = 451260$ Н);
 k_0 – коефіцієнт обтічності машини ($k_0 = 0,65$ кг/м³);
 F – найбільша площа поперечного перерізу машини, ($F = 6,65$ м²).

Максимальне значення величини подовжньо-кутового прискорення $\ddot{\varphi}$ коливань корпусу, що може бути досягнуте за рахунок збільшення подачі палива до максимуму (табл. 1)

$$\Delta \ddot{\varphi} = - \frac{(P_T^{\text{max}} - P_T^{\text{Const}}) h_{\text{ЦТ}}}{I_Y}, \quad (8)$$

де $h_{\text{ЦТ}}$ – відстань від опорної поверхні до центра ваги машини в статистиці ($h_{\text{ЦТ}} = 1,15$ м);

I_Y – момент інерції підресореної частини машини щодо поперечної горизонтальної осі $O_M Y_M$ зв'язаної системи координат ($I_Y = 160000$ Нмс²).

Для випадку гальмування двигуном при повному перекритті подачі палива з урахуванням передумови, що максимальний гальмовий момент двигуна становить 40% від тягового $M_{\text{ДВ(Т)}}^{\text{max}} = 0,4 M_{\text{ДВ}}^{\text{max}}$, гальмовий момент на ведучих колесах можна обчислити по формулі

$$M_{\text{БК(Т)}}^{\text{max}} = \frac{M_{\text{ДВ(Т)}}^{\text{max}} i_{\text{ТР}j}}{\eta_{\text{ДВ}} \eta_{\text{ТР}j}}. \quad (9)$$

Максимальна гальмова сила на рушії в цьому випадку становить:

$$P_{\text{ТОРМ}}^{\text{max}} = \frac{M_{\text{БК(Т)}}^{\text{max}} R_{\text{БК}}}{\eta_{\text{ДВИЖ}}}. \quad (10)$$

Максимальне значення величини подовжньо-кутового прискорення $\ddot{\varphi}$ коливань корпусу, що може бути досягнуте за рахунок перекриття подачі палива до нуля (табл. 2)

$$\Delta \ddot{\varphi} = \frac{(P_{\text{ТОРМ}}^{\text{max}} + P_T^{\text{Const}}) h_{\text{ЦТ}}}{I_Y}. \quad (11)$$

Для більш докладної оцінки ефективності пропонованого способу зниження величини подовжньо-кутових коливань корпусу для всіх сполучень вихідних параметрів були побудовані графіки зміни подовжньо-кутових, вертикальних і поздовжніх прискорень корпусу, а так само кутів диференту. За результатами розрахунків були побудовані зведені узагальнюючі графіки середніх значень подовжньо-кутових, вертикальних і поздовжніх прискорень корпусу за час проходження нерівностей і

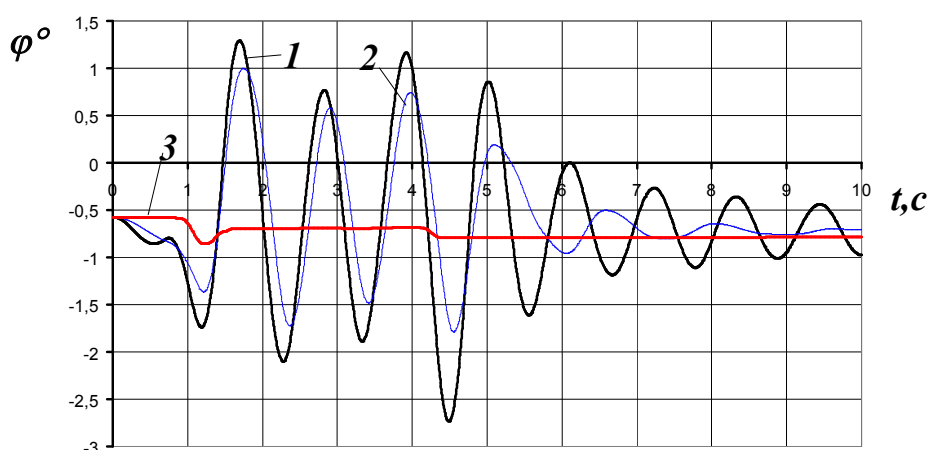
графіки зміни у відсотках величини подовжньо-кутових і вертикальних прискорень при використанні пропонованої системи по кожному з варіантів реалізації.

Таблиця 2

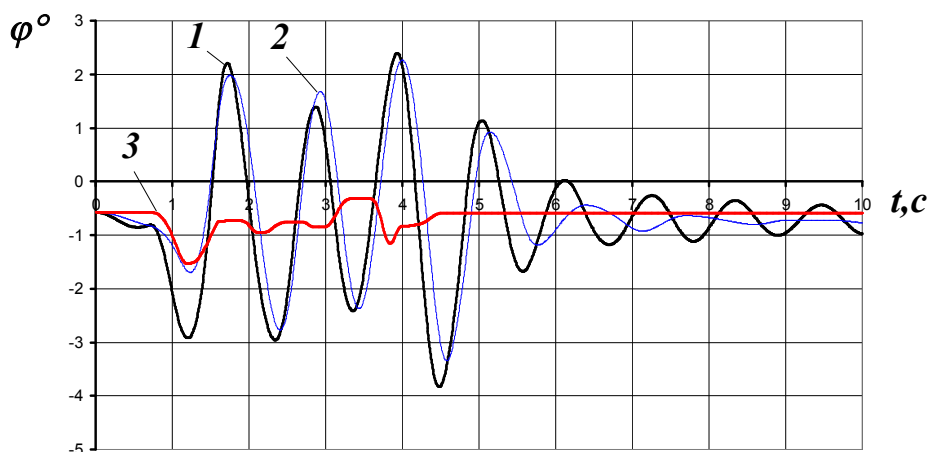
Оцінка впливу перекриття подачі палива до нуля на величину подовжньо-кутового прискорення

| № пер. | $V_{срj}$, м/с | $\eta_{двиг}$ | $M_{БК}^{max}$, Нм | P_T^{max} , Н | P_T^{Const} , Н | $\Delta\dot{\varphi}$, с ⁻² |
|--------|-----------------|---------------|---------------------|-----------------|-------------------|---|
| 2 | 3,275 | 0,955 | 31450,5 | 105203,1 | 27121,9 | 0,951 |
| 3 | 4,132 | 0,949 | 24923,1 | 83941,3 | 27149,4 | 0,798 |
| 4 | 5,169 | 0,941 | 19925,6 | 67671,6 | 27191,1 | 0,682 |
| 5 | 6,296 | 0,932 | 16358,0 | 56065,9 | 27246,9 | 0,599 |
| 6 | 9,819 | 0,905 | 10488,3 | 37011,0 | 27492,4 | 0,464 |
| 7 | 14,405 | 0,871 | 7149,5 | 26239,1 | 27972,5 | 0,390 |

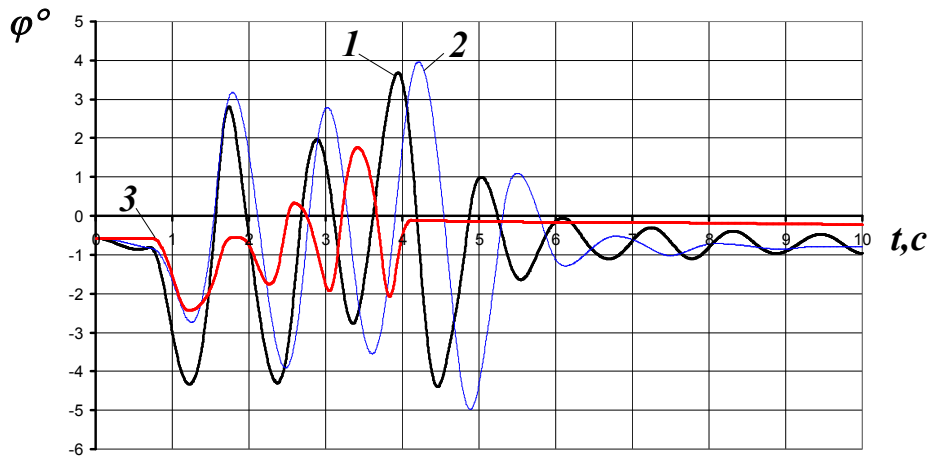
На рис. 2 і 3 представлені приклади залежностей кута диференту корпусу машини від часу в процесі подолання трьох синусоїдальних нерівностей та нерівності типу "бугор". На графіках представлені процеси зміни кута диференту для базової машини і двох із пропонованою системою.



a

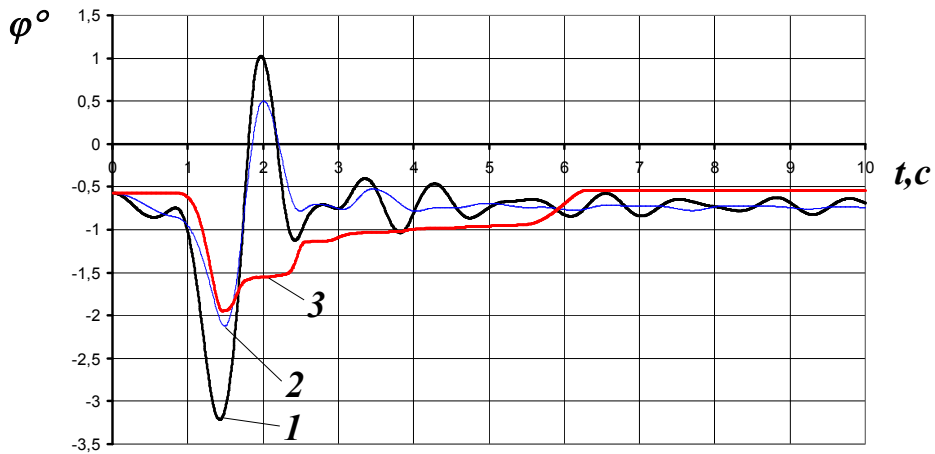


б

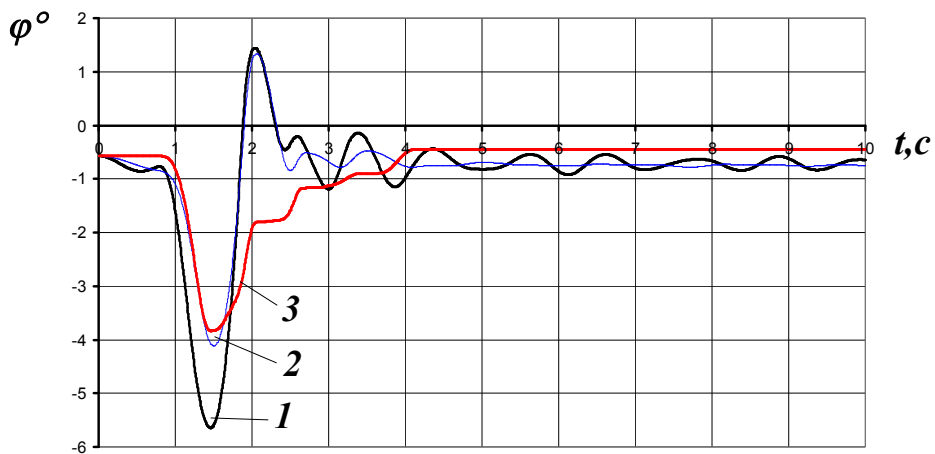


в

Рис. 2. Зміна кута диференту за часом при русі по синусоїдальній трасі з довжиною хвилі $1L$ на III передачі:
а) амплітуда 0,1 м; б) амплітуда 0,2 м; в) амплітуда 0,3 м;
1 - базова машина; 2 - система по варіанту 1; 3 - система по варіанту 2



а



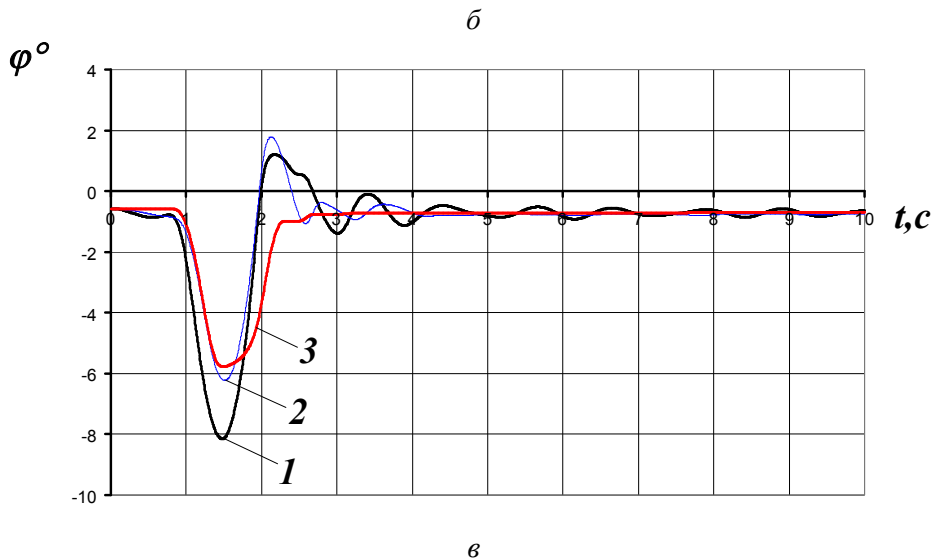


Рис. 3. Зміна кута диференту за часом при русі по перешкоді типу «бугор» з довжиною хвилі $1L$ на III передачі:
а) амплітуда 0,1 м; б) амплітуда 0,2 м; в) амплітуда 0,3 м;
1 - базова машина; 2 - система по варіанту 1; 3 - система по варіанту 2

Висновки. Результати проведеної роботи свідчать про безумовну ефективність другого варіанта реалізації системи керування паливоподачею з урахуванням зазначених вище обмежень. Зниження подовжньо-кутових прискорень на перешкодах типу "бугор" становить від 27% до 78%, на перешкодах типу "яма" від 0% до 85%, а на перешкодах типу "синусоїда" за винятком довжин хвиль $2L$ і $2,5L$ на другій і третій передачах від 5% до 93%. При цьому збільшення вертикальних прискорень відбувається лише в півтора-два, максимум три рази в області резонансу і максимальні значення цих прискорень у центрі ваги машини навіть при пробі підвісок не перевищують 2-3g.

Для більш точного кількісного визначення рівня зниження подовжньо-кутових прискорень необхідна ідентифікація моделі за результатами експерименту.

Література: 1. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1975. –448 с. 2. Александров Е.Е., Александрова Т.Е., Карпенко В.А., Рафалович О.Я. Стохастический синтез регулятора топливоподачи транспортного дизеля 6TD // Механіка та машинобудування. –1999. –№1. –С. 32-35.

Bibliography (transliterated): 1. Zabavnikov N.A. Osnovy teorii transportnyh gusenichnyh ma-shin. –M.: Mashinostroenie, 1975. –448 s. 2. Aleksandrov E.E., Aleksandrova T.E., Karpenko V.A., Rafalovich O.Ja. Stokhasticheskij sintez reguljatora toplivopodachi transportnogo dizelja 6TD // Mehanika ta mashinobuduvannja. –1999. –№1. –S. 32-35.

Волонцевич Д.О., Костяник И.В., Камфенкель Д.И.
СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ДОПУСТИМОЙ СКОРОСТИ ВЕДЕНИЯ ОГНЯ
СХОДУ ПРИ ДВИЖЕНИИ БОЕВЫХ МАШИН ПО ПЕРЕСЕЧЕННОЙ
МЕСТНОСТИ

Предложен способ повышения допустимой скорости движения для ведения огня с хода при движении боевых машин по пересеченной местности путем уменьшения продольно-угловых колебаний корпуса за счет автоматически управляемых продольных ускорений. Приведены результаты численного эксперимента, которые иллюстрируют эффективность применения предлагаемого способа на примере танка Т-80УД.

Volontsevich D.O., Kostyanik I.V., Kamfenkel D.I.

THE WAY OF INCREASE OF ADMISSIBLE SPEED OF MOVEMENT FOR FIRING FROM A COURSE IS OFFERED AT MOVEMENT OF FIGHTING VEHICLES ON A CROSS-COUNTRY TERRAIN

The way of increase of admissible speed of movement for firing from a course is offered at movement of fighting vehicles on a cross-country terrain by reduction of longitudinal-angular fluctuations of the case at the expense of automatically operated longitudinal accelerations. Results of numerical experiment which illustrate efficiency of application of an offered way on a tank T-84UD example are resulted.

УДК 629.1.032

Воронцов С.Н., канд. техн. наук; Поторока А.В., Решетило Е.И., Дреус С.Ю., Павлов А.Е.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО БУФЕРА СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ ВОЕННОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Введение. В процессе нахождения оптимальных характеристик системы подрессоривания (СП) военных гусеничных и колесных машин (ВГМ) одной из основных проблем является высокий нагрев демпфирующих устройств (ДУ) подвески. В настоящее время его снижение возможно несколькими путями: установкой предохранительных устройств (термоклапанов), что сохраняет ДУ, но может значительно ухудшить плавность хода; увеличением числа ДУ на борт машины, что не всегда возможно и эффективно; применением того или иного типа системы охлаждения ДУ, что приводит к удорожанию и усложнению, а также увеличивает уязвимость подвески; установкой дополнительных ДУ – гидробуферов (ГБ), которые работают только при больших ходах подвески и разгружают основные ДУ.

Краткий анализ существующих систем. Дополнительные демпфирующие устройства нашли свое применение на некоторых зарубежных ВГМ. Так демпфирующие буферы с характеристикой, зависящей от скорости опорного катка, в сочетании с фрикционными амортизаторами используются в ходовой части серийного танка «Леопард-2» [1], ходовая часть английского основного боевого танка

«Челленджер» оснащена гидропневматической подвеской, а в качестве ограничителей хода балансиров используются гидроупоры. Также они используются при модернизации устаревшей техники – гидроупоры, разработанные израильской компанией «Israel Aircraft Industries», устанавливаются на тяжелой боевой машине пехоты «Ахзарит» Mk1 на базе советских танков Т-54 и Т-55 (они расположены на первом и последнем опорном катке с каждого борта).

Постановка задачи. Целью данной работы является построение математической модели работы ГБ, что позволяет рассчитывать оптимальные параметры работы устройства, а также дает возможность интеграции ее в математическую модель движения ВГМ по неровностям.

Изложение основного материала. Принципиальная схема ГБ ВГМ показана на рис.1. Воздействие от катка передается на шток, который перемещается вдоль корпуса и постепенно перекрывает дросселирующие отверстия. Тем самым, в зависимости от перемещения штока, количество открытых дросселирующих отверстий уменьшается и сила сопротивления ГБ увеличивается. Рабочая жидкость перетекает через дросселирующие отверстия 7 из полости 2 в полость 3 и перемещает поршень 5, сжимая пружину 6, что создает дополнительное усилие на штоке гидравлического подрессорника. На обратном ходе пружина разжимается и рабочая жидкость перетекает обратно в полость 2 через обратный клапан 10 с минимальным сопротивлением, возвращая шток 4 в исходное положение. Демпфирование колебаний корпуса машины осуществляется за счет прохождения рабочей жидкости через дросселирующие отверстия.

При составлении расчетных зависимостей ГБ необходимо отдельно рассматривать прямой ход, для которого необходимо получить зависимость усилия на штоке от перемещения и скорости перемещения данного штока $P = P(x, \dot{x})$; и обратный ход – основной характеристикой которого является время возврата штока в исходное состояние.

В основу математической модели ГБ положена теория пневмогидросистем с сосредоточенными параметрами с учетом податливости основных элементов [2]. В ней учитываются основные процессы, происходящие в ГБ, обусловленные вязким трением, сжимаемостью, режимом течения и инерцией рабочей жидкости.

Из условия равновесия штока при его движении в цилиндре величина результирующей силы сопротивления $P_{гп}$ определяется алгебраической суммой гидравлических и механических составляющих:

$$P_{гп} = P_r(\dot{x}, x) + P_i(\ddot{x}) + P_y(x) + P_{тр}, \quad (1)$$

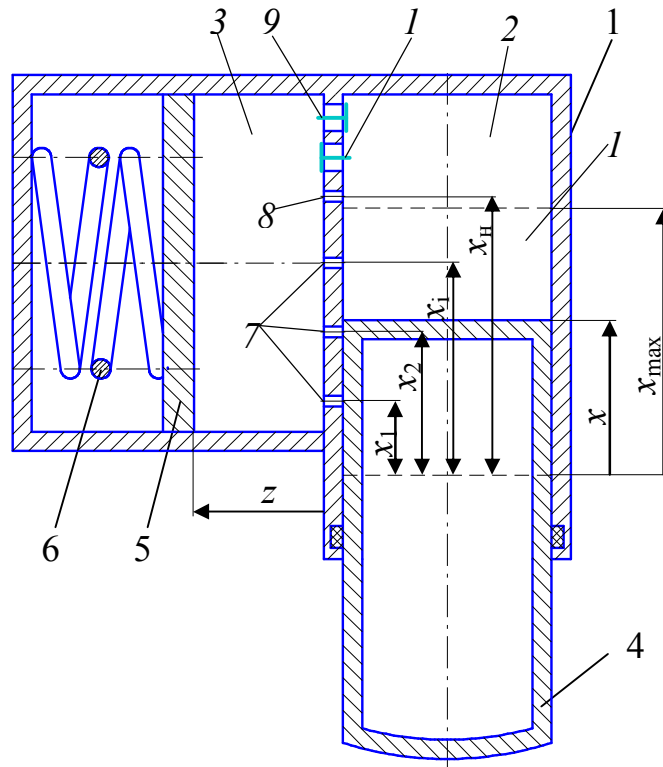


Рис. 1. Принципиальна схема гидравлического подрессорника:

1 – корпус; 2 – полость прямого хода; 3 – полость обратного хода; 4 – шток; 5 – поршень обратного хода; 6 – пружина; 7 – перекрывающиеся отверстия; 8 – неперекрываемое отверстие; 9 – клапан обратного хода; 10 – предохранительный клапан; x – положение штока в момент времени t ; x_{\max} – максимальное перемещение штока; x_1, x_2, \dots, x_i – расстояние до перекрываемых отверстий; x_n – расстояние до неперекрываемого отверстия; z – положение поршня обратного хода в момент времени t

где $P_r(\dot{x}, x)$ – диссипативная составляющая силы $P_{\text{гп}}$, зависящая как от скорости штока ГБ \dot{x} , так и от его перемещения x ; $P_i(\ddot{x})$ – инерционная составляющая $P_{\text{гп}}$; $P_y(x)$ – позиционная упругая составляющая $P_{\text{гп}}$; $P_{\text{тр}}$ – постоянная диссипативная составляющая $P_{\text{гп}}$.

Приведенные в работе [3] исследования показали, что сила трения при наличии слоя смазки незначительна. Так при моделировании непосредственного контакта направляющих со стенками цилиндра данная сила не превышает 300 Н. Сила трения $P_{\text{тр}}$ для пары поршень-цилиндр и шток-корпус гидробуфера, конструкция которого близка к рассматриваемой составляет не более 120 Н.

Позиционная упругая составляющая зависит от деформации возвратных пружин.

Для определения диссипативной составляющей силы сопротивления ГБ рассмотрим динамику гидравлической цепи, считая ее системой с сосредоточенными параметрами (рис.2). Давление рабочей жидкости в полости прямого хода p_1 создается за счет действия силы со стороны балансира P_6 . Дросселирование жидкости осуществляется через отверстия, количество которых зависит от перемещения штока. Перемещение поршня обратного хода z вызывает сжатие пружины и на поршень действует сила ее сжатия $P_{\text{пр}}(z)$. Податливость гидравлической цепи сосредоточена в полости прямого хода и определяется коэффициентом $\psi_1(p_1)$.

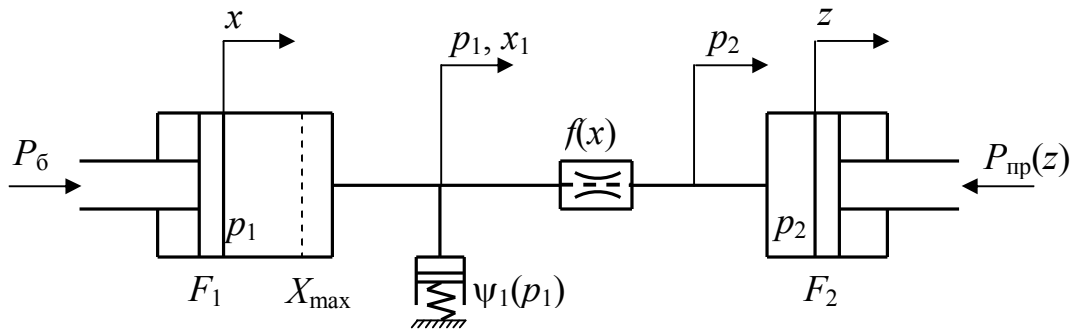


Рис.2. Динамическая схема гидравлической цепи ГБ

Рабочая жидкость ГБ представляет собой двухфазную гидровоздушную смесь, причем воздух в этой смеси может находиться в растворенном и нерастворенном состоянии. Растворенный воздух практически не влияет на свойства рабочих жидкостей. Нерастворенный воздух содержится в жидкости в виде пузырьков и, вследствие значительно большей сжимаемости воздуха по сравнению со сжимаемостью жидкости, модуль объемной упругости двухфазной смеси уменьшается, причем это уменьшение является существенным при малых давлениях.

Для определения усилия на штоке ГБ на прямом ходе необходимо знать давление рабочей жидкости в полости прямого хода в любой момент времени.

Уравнение баланса расхода жидкости при установившемся режиме, который характеризуется постоянством температуры $T = \text{const}$ будет иметь вид:

$$\rho_{см} \frac{dV_{см}}{dt} - V_{см} \frac{d\rho_{см}}{dt} = \rho_{см} (Q_{вх} - Q_{вых}), \quad (2)$$

где $\rho_{см}$ и $V_{см}$ – плотность и объем смеси в соответствующие моменты времени; $Q_{вх}, Q_{вых}$ – соответственно объемный расход на входе и выходе емкости.

Правая часть выражения (1) представляет собой суммарный расход жидкости в полости прямого хода: $Q_{вх} - Q_{вых} = Q_{\Sigma}$.

При рассмотрении прямого хода, рабочая жидкость только вытекает через дросселирующие отверстия и нет притока жидкости из других полостей, а значит можно принять $Q_{вх} = 0$.

При определении расхода жидкости, истекающего из полости через дросселирующие отверстия, необходимо учитывать утечки через зазоры между штоком и корпусом, а также сжатие жидкости. Следовательно, расход жидкости, истекающий из полости прямого хода может быть записан в виде:

$$Q_{вых} = Q_{д\Sigma} + Q_y + Q_{сж}, \quad (3)$$

где $Q_{д\Sigma}$ – суммарный расход рабочей смеси через дросселирующие отверстия; Q_y – утечки жидкости через зазоры в сопряженных деталях конструкции ГБ; $Q_{сж}$ – расход, учитывающий сжатие рабочей жидкости.

Истечение рабочей жидкости из одной полости ГБ в другую происходит через несколько параллельных дроссельных отверстий в общем случае различного диаметра. Количество одновременно открытых отверстий зависит от хода штока x . Теоретическая скорость истечения для каждого из них одинакова, поскольку одинакова

разность давлений, а суммарный расход рабочей жидкости через все отверстия определяется как сумма расходов через каждое из них.

Расход жидкости через дросселирующие отверстия определяется по известной формуле Торричелли для истечения жидкости через отверстие в тонкой стенке:

$$Q_{di} = \mu_i f_i \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho_{cm}}}, \quad (4)$$

где μ_i – коэффициент расхода i -го отверстия; f_i – площадь сечения проходных отверстий в направлении потока рабочей смеси; Δp – разность давлений между полостями прямого и обратного хода $\Delta p = p_1 - p_2$.

Расход жидкости через дросселирующие отверстия в зависимости от хода штока определяются следующим образом:

$$Q_{d\Sigma} = \begin{cases} Q_{d1} + Q_{d2} + \dots + Q_{dn} + \sum Q_{dn}, & \text{при } 0 \leq x < x_1, \\ Q_{d2} + \dots + Q_{dn} + \sum Q_{dn}, & \text{при } x_1 \leq x < x_2, \\ \dots \\ \sum Q_{dn}, & \text{при } x_n \leq x < x_{\max}, \end{cases} \quad (5)$$

где Q_{di} – расход жидкости через перекрываемые дросселирующие отверстия, $\sum Q_{dn}$ – суммарный расход через неперекрываемые отверстия, слагаемые которого определяются также как и Q_{di} , x_n – расстояние до последнего перекрываемого отверстия, x_{\max} – максимальное значение перемещения штока ГБ.

Конструкция ГБ предусматривает наличие неподвижных уплотнений для предотвращения утечек в окружающую среду. Если принять, что через уплотнения между штоком и корпусом утечек нет, то при $x < x_1$ (когда шток не прошел еще первое отверстие) утечка рабочей жидкости равна нулю. Утечка жидкости в полость обратного хода может осуществляться только через уже перекрытые штоком дросселирующие отверстия, а не через всю концентрическую щель. Это приводит к существенному снижению утечек, которые, как показали расчеты, составляют менее 1% суммарного расхода и в дальнейшем не учитываются.

ГБ работает при высоких давлениях, следовательно необходимо учитывать уменьшение объема жидкости вследствие ее сжимаемости. Это приводит к наличию свободного хода штока (т.е. незначительное сопротивление в момент касания балансира и штока).

Количественно сжимаемость учитывается снижением на величину $Q_{сж}$ расхода жидкости из напорной полости (в данном случае из полости прямого хода), определяемого кинематическими параметрами движения поршня:

$$Q_{сж} = V_{cm} \psi(p_1) \frac{dp_1}{dt}, \quad (6)$$

где V_{cm} – объем жидкости в полости; $\psi(p_1)$ – коэффициент податливости гидровоздушной смеси.

Таким образом, результирующее дифференциальное уравнение принимает вид:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{V_{\text{см}} \frac{a}{\left(b + a \frac{1}{p_1}\right) p_1^2} + V_{\text{см}} \psi(p_1)} \left[\frac{dV_{\text{см}}}{dt} - Q_{\text{д}\Sigma} \right], \quad (7)$$

где a и b – коэффициенты, характеризующие плотность гидровоздушной смеси.

Деформация пружины зависит от количества жидкости, втекающей из полости прямого хода через дросселирующие отверстия. Принимая во внимание неразрывность потока жидкости можно записать:

$$\frac{dz}{dt} = \frac{Q_{\text{д}\Sigma}}{F_2} \quad (8)$$

Совместное интегрирование уравнений (7) и (8) с учетом (5) позволяет найти искомое значение давления в полости прямого хода в данный момент времени.

При расчёте силы сопротивления $P_{\text{гп}}$ ГБ масса жидкости, учитывается как приведенная совместно с другими движущимися массами. Таким образом, инерционная составляющая $P_{\text{и}}(\ddot{x})$ силы сопротивления $P_{\text{гп}}$ может быть определена по формуле:

$$P_{\text{и}}(\ddot{x}) = (m_{\text{мех}} + m_{\text{жс0}}) \frac{d^2x}{dt^2} \quad (9)$$

где $m_{\text{мех}}$ - масса подвижных частей ГП; $m_{\text{жс0}}$ – приведенная к сечению штока масса жидкости.

Для обратного хода ГБ одним из основных показателей, характеризующих его работу, является время возврата штока в исходное состояние под действием пружины. Этот параметр играет существенную роль, так как шток должен успеть вернуться в исходное положение до следующей неровности, а значит, от него зависит значение максимального хода ГБ при следующем касании его балансиром:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{\mu f_{\text{обр}}}{F_1} \sqrt{\frac{2(p_2 - p_1)}{\rho_{\text{см}}}}, \quad (10)$$

где $f_{\text{обр}}$ – площадь сечения клапана обратного хода; p_1, p_2 – давление жидкости в полостях прямого и обратного хода, которое зависит от сил трения на поршне $P_{\text{тр.п}}$ и штоке $P_{\text{тр.шт}}$, деформации пружины z и ее предварительного сжатия $P_{\text{пр0}}$, F_1 – площадь поршня.

ГБ работает при высоких скоростях, в условиях больших динамических нагрузок. Это определяет неустановившийся режим движения подвижных механических частей и рабочей жидкости.

Решение уравнений (7), (8), (9), (10) позволяет получить характеристики работы ГБ как на прямом ходе, так и на обратном.

По результатам расчета для прямого хода строятся рабочая диаграмма (рис. 3), а также скоростная характеристика, которую необходимо строить по трем осям: усилие на штоке, скорость штока и его ход (рис.4). Расстояние до перекрывааемых отверстий обозначены X_1, X_2 . Максимальное значение усилия на скоростной характеристике ограничено величиной $P_{\text{огр}}$, равной значению срабатывания ограничительного клапана.

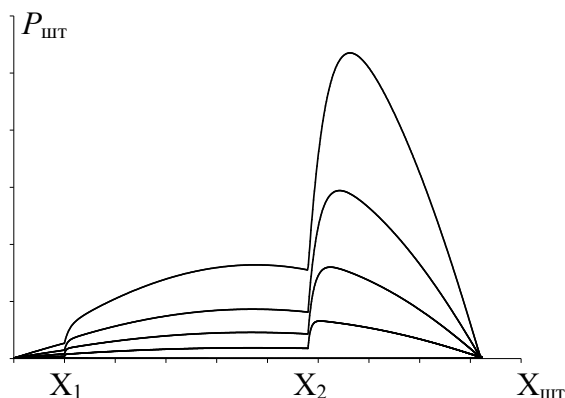


Рис. 3. Расчетная рабочая диаграмма амортизатора

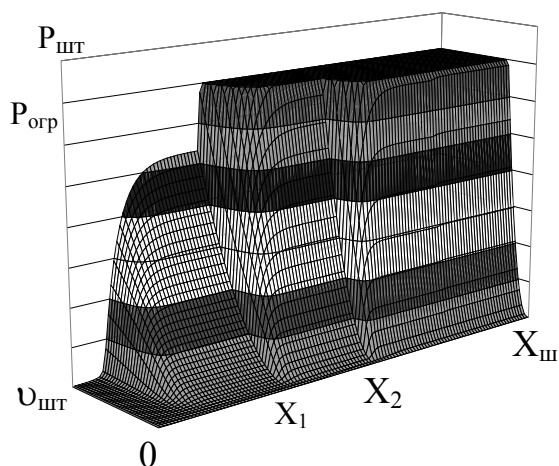


Рис. 4. Скоростная характеристика гидравлического подпрессорника

Выводы. Предложенная математическая модель гидравлического буфера со ступенчатой характеристикой позволяет проводить расчетно-теоретические исследования протекающих в нем рабочих процессов с учетом основных свойств рабочих жидкостей. Получена зависимость усилия на штоке ГБ в зависимости от скорости перемещения и хода штока. Это дает возможность определять рациональные по заданным критериям параметры ГБ – рабочий ход, диаметры и шаг дросселирующих отверстий.

Литература: 1. Западногерманский танк «Леопард-2». // Зарубежная военная техника. Обзоры. Бронетанковая техника и вооружение. – 1983. – Вып.14(14). – С.14-36. 2. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. – М.: Машиностроение, 1980. – 231с. 3. Гладков Г.И., Петренко А.М. Аналитическое выражение диссипативных сил в пневморессорах // Колебания и устойчивость движения автомобиля и автопоезда, динамическая нагруженность их агрегатов: Сб. научн. трудов. – М.: МАДИ, 1986. –С.11-17.

Bibliography (transliterated): 1. Zapadnogermanskij tank «Leopard-2». // Zarubezhnaja voennaja tehnika. Obzory. Bronetankovaja tehnika i vooruzhenie. – 1983. – Vyp.14(14). – S.14-36. 2. Metljuk N.F., Avtushko V.P. Dinamika pnevmaticheskikh i gidravlicheskih privodov avtomobilej. – M.: Mashinostroenie, 1980. – 231s. 3. Gladkov G.I., Petrenko A.M. Analiticheskoe vyrazhenie dissipativnyh sil v pnevmoressorah // Kolebanija i ustojchivost' dvizhenija avtomobilja i avtopoezda, dinamicheskaja nagruzhenost' ih agregatov: Sb. nauchn. trudov. –M.: MADI, 1986. – S.11-17.

Воронцов С.М., Поторока А.В., Решетіло Є.І, Дреус С.Ю., Павлов О.Є.

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ГІДРАВЛІЧНОГО БУФЕРА СИСТЕМИ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ВІЙСЬКОВОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Розглянута побудова математичної моделі роботи гідробуфера, що дозволяє розраховувати оптимальні параметри роботи пристрою, а також дає можливість інтеграції її в математичну модель руху військового транспортного засобу по нерівностях.

Vorontsov S.N., Potoroka A.V., Reshetilo E.I., Dreus S.U., Pavlov A.E.

MODELLING OF WORK OF THE HYDRAULIC BUFFER SUSPENDER SYSTEM THE MILITARY VEHICLE

The construction of mathematical model of hydraulic buffer works is considered, that allows to expect optimal parameters of device work, and also gives an opportunity to integration of her in the mathematical model of military transport machine motion on roughnesses.

УДК 629.1.032

Дущенко В.В., д-р техн. наук

**ОЦІНКА НАПРЯМКІВ
ЗНИЖЕННЯ ТЕПЛОВОЇ
НАПРУЖЕНОСТІ
ДЕМПФІРУЮЧИХ ПРИСТОЇВ
ПІДВІСКИ ГУСЕНИЧНИХ ТА
КОЛІСНИХ МАШИН**

Постановка проблеми. При проектуванні систем підресорювання (СП) швидкохідних військових гусеничних та колісних машин (ВГКМ), досить часто, головною проблемою є не саме знаходження оптимальних параметрів підвіски, а забезпечення допустимої теплової напруженості її демпфіруючих пристроїв (ДП) при реалізації даних параметрів. Дотримання теплового балансу необхідне для запобігання перегріву робочої рідини або поверхонь тертя, руйнування ущільнень і виходу з ладу всього вузла. Крім того, негативний вплив вносить висока температурна нестабільність характеристик ДП, що вимагає при виборі параметрів СП, приймати необхідні заходи для зниження їх теплової напруженості.

Аналіз останніх публікацій. Відомі декілька напрямків зниження теплової напруженості ДП ВГКМ та стабілізації їх характеристик. Одним з них є застосування у тому чи іншому вигляді спеціальних систем охолодження ДП – традиційних, на основі охолоджуючої рідини, або нетрадиційних, наприклад, із застосуванням теплової труби [1,2,3]. Також розроблено нетрадиційні системи стабілізації температури та охолодження ДП підвіски ВГКМ на основі використання фізичних ефектів фазових переходів [4,5].

Ціль досліджень. Провести оцінку напрямків зниження теплової напруженості ДП та зробити

висновки щодо перспектив їх застосування.

Кількість тепла, яке ДП повинні розсіювати в одиницю часу або, інакше кажучи, необхідна потужність, що поглинається ними, визначається вимогами до плавності ходу ВГКМ (її прохідній висоті нерівностей), середніми швидкостями руху й часом можливого руху ГКМ в заданих дорожніх умовах, у певному швидкісному режимі, без перегріву ДП. Встановлено, що в екстремальних умовах руху, ДП підвіски важкої ВГКМ повинні поглинати і розсіювати до 7кВт на тонну ваги машини. З огляду на те, що на коливання корпусу машини, які потім гасять зазначені пристрої, витрачається енергія двигуна, неважко підрахувати, що значна частина його потужності губиться в ДП СП.

На рис.1 представлені залежності потужностей, що поглинаються телескопічними гідроамортизаторами (ГА) кожної підвіски від швидкості руху гусеничної машини (ГМ) вагою 19т по синусоїдальному профілю нерівностей з відстанню між вершинами дві бази машини (2L). Висоти нерівностей і швидкості руху відповідають швидкісній характеристиці СП ГМ. Тут же представлений графік потужності $N_{a.доп.}$, яку даний ГА здатний розсіювати в навколишній простір на грані перегріву при температурі навколишнього середовища 20⁰С.

З аналізу кривих виходить, що на швидкостях руху до 21км/год, при максимальних припустимих по вимогах плавності ходу, висотах нерівностей, перегрів ГА спостерігатися не буде. Із збільшенням швидкості руху ГА 1-ї підвіски почне перегріватися. На швидкості руху, більшу за 32км/год, наступить перегрів ГА 2-ї підвіски, а на швидкостях руху, більших за 51км/год, будуть перегріватися ГА усіх підвісок. Варто помітити, що наведені цифри відповідають найбільш важким режимам руху. Вони служать для орієнтування при оцінці теплової

напруженості ДП і використовується в якості обмежень при оптимізації параметрів СП. У реальних ситуаціях, перед в'їздом ГМ на ділянку з важкими дорожніми умовами, ДП можуть мати невисоку температуру, а отже і запас по кількості тепла, що буде ними поглинатися і витратитися на їх нагрів до граничної температури. На це піде певний час, за який машина може встигнути проїхати дану ділянку. Крім того, імовірно зниження швидкості руху через обмеження по тягових можливостях двигуна, що зменшить потужність, яка поглинається ДП. І, нарешті, висоти нерівностей можуть бути меншими, ніж максимально припустимі по швидкісній характеристиці, для якої й побудовані розглянуті залежності.

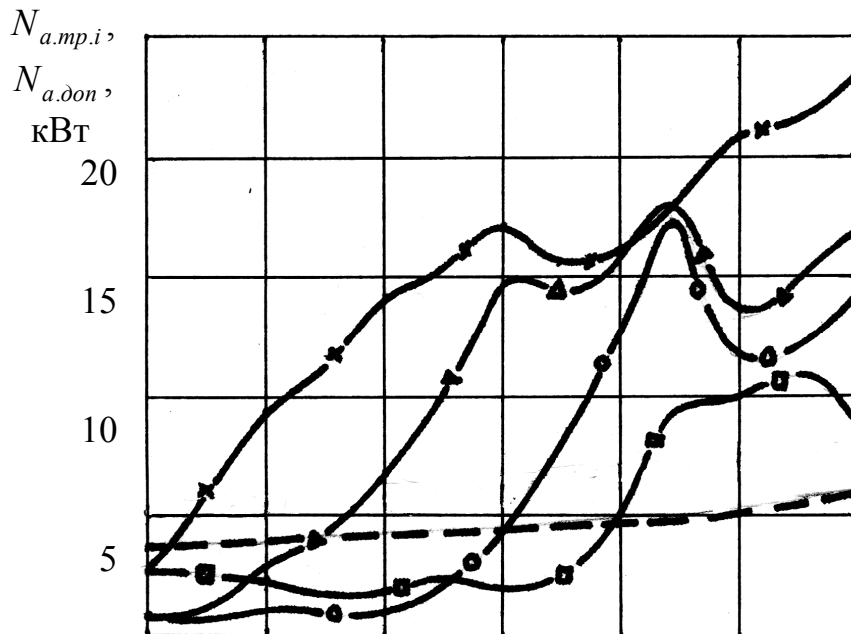


Рис. 1. Баланс потужностей телескопічних ГА ГМ

Потужності $N_{a.mp,i}$, що поглинаються ГА:

- x— 1-ша підвіска; —Δ— 2-га підвіска; —○— 6-та підвіска; —■— 7-ма підвіска;
- — — $N_{a.dop}$ - допустима потужність ГА при $\Delta t = 160^\circ\text{C}$

Тим не менш, наведений приклад свідчить, що пікова потужність ДП повинна бути мінімум у 3 рази більша за існуючу. Саме тому, при проектуванні сучасних СП швидкохідних ВГКМ, питанню теплової напруженості ДП приділяють велику увагу і застосовують наступні напрямки її зниження.

1. Як правило, самим теплонапруженим є ДП 1-ї підвіски,

тому, зробивши його характеристики більше "м'якими" і зменшивши потужність, яка ним поглинається, тим самим довантажують менш теплонапружені ДП інших підвісок і виводять їх приблизно на один рівень. При цьому необхідно перевіряти, чи зберігається необхідна плавність ходу. Даний напрямок використовується для зниження теплової напруженості телескопічних ГА вітчизняних основних танків, коли ГА 1-ї підвіски має на зворотньому ході набагато менший опір, ніж ГА 2-ї та 6-ї підвісок. Це дозволило знизити його теплову напруженість та забезпечити працездатність. Однак, цей напрямок не є оптимальним, бо призводить до зниження енергоємності ДП підвіски у цілому.

2. Застосовується термоклапан, який різко знижує опір ГА при перегріві, що забезпечує його остигання до певної температури. Термоклапани використовуються у телескопічних ГА вітчизняних основних танків. Полігонні випробування показали, що на різних підвісках вони спрацьовують не одночасно і плавність ходу машини зменшується незначно. Але це спостерігається при середніх швидкостях руху до 25...30 км/год. Із збільшенням швидкості відключення ГА навіть однієї підвіски призводить до суттєвого погіршення плавності ходу, а ймовірність частого відключення ГА перших підвісок різко збільшується.

3. Підвищуються допустимі межі теплової напруженості. Для цього використовуються більш термостійкі робочі рідини, матеріали для ущільнень та покриття дисків тертя. Так, замість робочих рідин на основі мінеральних масел (робоча температура до 130⁰С)

використовуються напівсинтетичні та синтетичні масла (робоча температура до 200⁰С і більше). Недоліком є висока вартість таких робочих рідин та недостатнє підвищення енергоємності ДП.

4. Використовуються додаткові ДП - гідروпідресорники (гідроупори, гідробуфери), які мають високу енергоємність і вступають у роботу тільки у важких дорожніх умовах та екстремальних режимах руху, наприкінці динамічного ходу підвіски. Яскравим прикладом є гідроупори СП основного танка Леопард-2 (ФРН), який має середню швидкість на місцевості 50...55 км/год. В АО ХТЗ ім. С.Орджонікідзе разом с фахівцями кафедри «Колісні і гусеничні машини» ім. О.О. Морозова НТУ «ХПІ», для нового покоління машин, були розроблені та випробувані гідропідресорники з регулюванням опору в залежності від ходу підвіски, які виключали один з головних недоліків додаткових ДП – досить великий скачок (на 0,5...0,7g) вертикальних прискорень у момент вступу їх у роботу та забезпечили можливість використання серійних ГА з одночасним значним підвищенням плавності ходу [6,7]. Проведені полігонні випробування підтвердили позитивні висновки теоретичних досліджень.

5. Застосовуються спеціальні системи охолодження ДП. Це можуть бути традиційні рідинні системи, які найчастіше використовуються для охолодження пневмогідравлічних ресор гідропневматичних підвісок, а також нетрадиційні, які використовують принцип теплової труби. Така система охолодження була розроблена і запатентована на кафедрі «Колісні і гусеничні машини» ім. О.О. Морозова [3] для

телескопічного ГА основного танка. Вона відрізняється простотою конструкції, високою надійністю та дозволяє відводити до 10 кВт потужності, що підвищує повну енергоємність ГА до 15 кВт, тобто у 3 рази. Також, автором була розроблена і запатентована система стабілізації температури ГА на основі використання фазових переходів I-го роду, які відбуваються з натрієм, що розмішений у додатковій порожнині ГА [5]. Саме ці, нетрадиційні системи охолодження і стабілізації дозволяють кардинально вирішити проблему теплової напруженості ДП, не підвищуючи складності конструкції, її вартості, забезпечивши при цьому високу надійність. Цей напрямок представляється найбільш перспективним.

Розглядаючи проблему теплової напруженості ДП підвіски ВГКМ необхідно вказати і на наступне. Істотно знизити теплову напруженість ДП можна, застосувавши систему керування характеристиками вузлів СП, що буде запобігати розгойдуванню корпусу машини, а, отже, не буде чого й гасити. Але цей напрямок на сьогоднішній день, у випадку ВГКМ, із зрозумілих причин, поки що являє собою віддалену перспективу.

Більш реальним є перехід до ДП з новим фізичним принципом дії, тобто від найпоширених гідравлічних амортизаторів до забутих фрикційних амортизаторів (ФА). Дані ДП вже застосовуються на згаданому вище основному танку Леопард-2, СП якого вважається однією з найкращих у світі. Принципово ФА відрізняється від ГА лише тим, що його зусилля опору постійне або залежить від ходу підвіски, на відміну від останнього,

де зусилля опору, в загальному випадку, залежить від швидкості переміщення вузла підвіски. Як показали дослідження, проведені автором, ця відмінність кардинальним чином впливає не тільки на коливання підресореного корпусу машини і рівень вертикальних прискорень, а й на теплову напруженість ДП, знижуючи її у 1,7 рази [8].

Висновки.

1. Нетрадиційні системи охолодження і стабілізації на основі використання теплової труби та фазових переходів I-го роду дозволяють кардинально вирішити проблему теплової напруженості ДП, не підвищуючи складності конструкції, її вартості, забезпечивши при цьому високу надійність.

2. Одним з перспективних напрямків зниження теплової напруженості ДП є перехід від гідравлічних до фрикційних амортизаторів.

Література: 1. Дуценко В.В. Выбор конструктивных параметров тепловой трубы системы охлаждения демпфирующих устройств подвески гусеничных машин / В.В. Дуценко, А.В. Дудка // Вестник НТУ „ХПИ”. Сб. науч. трудов. – 2005. – Вып. 37. – С. 85–92. 2. Дуценко В.В. Математическое моделирование работы тепловой трубы системы охлаждения демпфирующих устройств подвески гусеничных машин / В.В. Дуценко, А.В. Дудка // Вестник НТУ „ХПИ”. Сб. науч. трудов. – 2007. – Вып. 33. – С. 53–60. 3. Пат. 21950 на корис. мод., Україна, МПК F16F 9/00, B60G 13/00. Гідравлічний амортизатор / Дуценко В.В., Дудка О.В.; заявник і патентовласник Нац. Техн. Ун-т „Харків-й політехн. ін-т”. – № и 200611381; заявл. 30.10.06; опубл. 10.04.07, Бюл. № 4. 4. Дуценко В.В. Стабілізація температури та охолодження демпфіруючих пристроїв підвіски військових гусеничних та колісних машин на основі використання ефектів фазових переходів / В.В. Дуценко // Вестник НТУ „ХПИ”. Сб. науч. трудов. – 2008. – Вып. 46. – С. 77–82. 5. Пат. 37868 на корис. мод., Україна, МПК F16F 9/00. Гідравлічний амортизатор / Дуценко В.В., Бабіч С.М.; заявник і патентовласник Нац. Техн. Ун-т „Харків-й політехн. ін-т”. – № и 200809280; заявл. 16.07.08; опубл. 10.12.08, Бюл. № 23. 6. Дуценко В.В. Математическая модель гидравлического подпрессорника транспортной гусеничной машины / В.В. Дуценко, С.Н. Воронцов // Вестник ХГПУ, Сб. науч. трудов. – 1999. – Вып. 7. – С. 276–279. 7. Дуценко В.В. Выбор оптимальных параметров гидравлических подпрессорников / В.В. Дуценко, С.М. Воронцов // Механіка та машинобудування. – 1999. – №1. – С. 192–200. 8. Дуценко В.В. Оценка физических принципов действия демпфирующих устройств систем подпрессоривания по их влиянию на плавность хода транспортных средств / В.В. Дуценко // Вісник Харк. НТУ сільського господарства. Сб. наук. праць. – 2011. – Вып. 115. – С. 231–237.

Bibliography (transliterated): 1. Duwenko V.V. Vybór konstruktivnyh parametrov teplovoj truby sistemy ohlazhdenija dempfirujuvih ustrojstv podveski gusenichnyh mashin / V.V. Duwenko, A.V. Dudka // Vestnik NTU „HPI”. Sb. nauch. trudov. – 2005. – Vyp. 37. – S. 85–92. 2. Duwenko V.V. Matematicheskoe modelirovanie raboty teplovoj truby sistemy ohlazhdenija dempfirujuvih ustrojstv podveski gusenichnyh mashin / V.V. Duwenko, A.V. Dudka // Vestnik NTU „HPI”. Sb. nauch. trudov. – 2007. – Vyp. 33. – S. 53–60. 3. Pat. 21950 na koris. mod., Ukraina, MPK F16F 9/00, B60G 13/00. Gidravlichnij amortizator / Duwenko V.V., Dudka O.V.; zajavnik i patentovlasnik Nac. Tehn. Un-t „Harkiv-j politehn. in-t”. – № u 200611381; zajavl. 30.10.06; opubl. 10.04.07, Bjul. № 4. 4. Duwenko V.V. Stabilizacija temperaturi ta oholodzhenija dempfirujuchih pristroiv pidviski vijs'kovih gusenichnih ta kolisnih mashin na osnovi vikoristannja effektiv fa-zovih perehodiv / V.V. Duwenko // Vestnik NTU „HPI”. Sb. nauch. trudov. – 2008. – Vyp. 46. – S. 77–82. 5. Pat. 37868 na koris. mod., Ukraina, MPK F16F 9/00. Gidravlich-nij amortizator / Duwenko V.V., Babich S.M.; zajavnik i patentovlasnik Nac. Tehn. Un-t „Harkiv-j politehn. in-t”. – № u 200809280; zajavl. 16.07.08; opubl. 10.12.08, Bjul. № 23. 6. Duwenko V.V. Matematicheskaja model' gidravlicheskogo podressornika transport-noj gusenichnoj mashiny / V.V. Duwenko, S.N. Voroncov // Vestnik HGPU, Sb. nauch. trudov. – 1999. – Vyp. 7. – S. 276–279. 7. Duwenko V.V. Vybór optimal'nyh parametrov gidravlicheskih podressornikov / V.V. Duwenko, S.M. Voroncov // Mehanika ta ma-shinobuduvannja. – 1999. – №1. – S. 192–200. 8. Duwenko V.V. Ocenka fizicheskikh prin-cipov dejstvija dempfirujuvih ustrojstv sistem podressorivannja po ih vlijaniu na plavnost' hoda transportnyh sredstv / V.V. Duwenko // Visnik Hark. NTU sil's'kogo gospodarstva. Sb. nauk. prac'. – 2011. – Vip. 115. – S. 231–237.

Дущенко В.В.

ОЦЕНКА НАПРАВЛЕНИЙ
СНИЖЕНИЯ ТЕПЛОВОЙ
НАГРУЖЕННОСТИ
ДЕМПФИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ
ПОДВЕСКИ ГУСЕНИЧНЫХ И
КОЛЕСНЫХ МАШИН

Проведена оценка возможных направлений снижения тепловой напряженности демпфирующих устройств подвески, наиболее перспективными из которых являются применение нетрадиционных систем охлаждения и стабилизации на основе использование тепловой трубы и фазовых переходов I-го рода.

Dushchenko V.V.

ESTIMATION OF DIRECTIONS OF DECLINE OF THERMAL
LOADING OF DAMPING DEVICES OF A SUSPENSION SYSTEM OF
CATERPILLAR AND WHEELED MACHINES

The estimation of possible directions of decline of thermal tension of snubbers is conducted pendants most perspective from that it is been application of the un conventional systems of cooling and stabilizing on the basis of use of thermal pipe and phase transitions of I of family.

УДК 539.3

*Карапейчик И.Н., канд. эконом. наук; Чепурной А.Д., д-р техн. наук;
Ткачук Н.А., д-р техн. наук*

**МНОГОУРОВНЕВЫЕ ГИБРИДНЫЕ РАСЧЕТНО-
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ МОДЕЛИ ДЛЯ СИНТЕЗА ПАРАМЕТРОВ
ЭЛЕМЕНТОВ
СПЕЦИАЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

Введение. Современное машиностроения характеризуется резкой интенсификацией проектных работ по созданию специальных транспортных средств с высокими техническими и тактико-техническими характеристиками (ТТХ). В этих условиях особые требования предъявляются к степени адекватности расчетных моделей наиболее ответственных и нагруженных элементов этих машин. Следует принять во внимание также и степень ответственности при принятии проектно-технологических решений, базирующихся на создаваемых расчетных моделях. В частности, особую важность при этом приобретают проблемы, связанные с разработкой и изготовлением элементов высокоответственных технологических, военных, транспортных машин специального назначения. Это, например, машины для работы на режимных объектах (аэродромы, АЭС, предприятия химической промышленности), машины для транспортировки опасных грузов (жидкостей, газов и т.д.), боевые машины (бронетранспортеры, боевые машины пехоты, тягачи), элементы заправочных комплексов для ракетной техники и т.д. К таким машинам предъявляются особые повышенные требования. При этом условия работы данных машин сопряжены с выполнением широкого спектра регламентированных операций или боевых задач, а выполняемые функции настолько ответственны, что требуется высокая прочность, надежность, недопущение поломок и аварий. При проектировании таких машин в силу наличия многих трудноучитываемых факторов, стохастических воздействий, разного рода нелинейностей заранее сложно предвидеть и рассчитать действующие в ходе их эксплуатации нагрузки. Это усложняет расчетное обоснование рациональных параметров высокоответственных элементов данных машин.

Существующая в настоящее время распространенная практика проектно-исследовательских работ [1], основанная на широком применении САД/САМ/САЕ-технологий для обоснования рациональных конструктивных решений и параметров проектируемых машин на основе численного моделирования физико-механических процессов, не обеспечивает в данном случае в полной мере достоверного результата, поскольку действующие в процессе эксплуатации машин рабочие нагрузки зачастую априорно неизвестны не только по своей величине, но и по составу компонент, а также законам распределения отдельных

составляющих комплекса нагрузок в пространстве и во времени.

В результате приходим к ситуации, когда на начальном этапе проектных работ создается ситуация нечеткости задания основных составляющих исходных данных, в частности, действующих нагрузок. В свою очередь, нечеткость задания этой важной исходной информации для численного моделирования приводит и к нечеткости выходных данных от решения задачи анализа, а, значит, и последующих задач их структурного и параметрического синтеза. Таким образом, возникает существенное противоречие между потребностями машиностроения, с одной стороны, а также теорией и практикой оптимального проектирования элементов высокоответственных машин, – с другой.

Отдельные вопросы создания адекватных расчетных моделей наиболее нагруженных элементов высокоответственных машин описаны в ряде статей [1-7]. В них на основе метода обобщенного параметрического описания элементов сложных и сверхсложных механических систем сделаны попытки обосновать процедуру идентификации элементов математической и численной моделей исследуемых объектов. В частности, привлекает внимание технология с использованием гибридных расчетно-экспериментальных моделей [1]. Она, в частности, направлена на идентификацию отдельных составляющих многокомпонентной системы эксплуатационных сил, действующих на проектируемую машину, на основе данных об исследованиях машин-аналогов.

В то же время этот подход имеет ряд недостатков. Один из наиболее существенных – неучет специфики исследуемых конструкций. Действительно, проводимые авторами расчетно-экспериментальные исследования не принимали во внимание подобие и отличие в конструкциях исследованных машин. Например, обращаясь к исследованию автоцистерн аэродромных топливозаправщиков, можно отметить *общие характерные особенности* их конструкции: структура; исполнение (тонкостенная подкрепленная сварная конструкция); типы нагружения, а также *отличия*: габариты; параметры листов; величины нагрузок. То же – и для других типов машин.

Таким образом, между этими двумя множествами (подобия и отличия) существует сложный комплекс покомпонентных отношений. В статье [1] из этого многообразия было вычленено хотя и очень важное, но отдельно взятое отношение. В результате неучитываемого комплекса остальных отношений могут допускаться погрешности, которые априори достаточно сложно оценить. Таким образом, возникает актуальная и важная задача разработки усовершенствованных расчетно-экспериментальных технологий построения расчетных, математических и численных моделей исследуемых элементов тяжело нагруженных машин для выполнения высокоответственных технологических, транспортных операций или решения боевых задач с учетом особенностей их

конструкции и условий нагружения. Решение данной актуальной задачи составляет цель исследований, проведенных и описанных в данной статье.

Методика решения задачи. Решается задача разработки адекватных и точных расчетно-экспериментальных моделей проектируемых тонкостенных пространственных сварных конструкций. В данном случае традиционная технология расчетно-экспериментальных исследований [1, 2] по циклу, представленному на рис. 1 (здесь R – реальный объект (проектируемая машина); M, N, E – математическая, численная и экспериментальная модели исследуемых объектов; I, D, F, C – этапы идеализации, дискретизации, физического моделирования и верификации результатов), модифицируется на каждом этапе $I - D - C - F$, а также применительно к каждому компоненту модельного ряда $R - M - N - E$. Сразу же принимаются в расчет конструктивные (тонкостенность) и технологические (сварные соединения) особенности объекта. Это сразу проецируется на математическую модель M . Поскольку определяющим в данном случае является напряженно-деформированное состояние (НДС) исследуемого объекта, то естественным способом идеализации I является представление конструкции R в виде пространственной оболочечно – пластинчато – стержневой системы, НДС которой определяется либо из локальной, либо из вариационной постановок. В то же время полученная математическая модель, в отличие от традиционных подходов, которые предполагают моделирование сварной конструкции в виде системы соединенных между собой оболочек, пластин и стержней из однородного по механическим и физико-механическим свойствам материала, дополняется областями, имитирующими сварные швы в виде подобластей из материала, по свойствам отличающегося от основного. Благодаря этим двум особенностям, изначально вводимым в математическую модель, удастся ввести в число варьируемых основные конструктивно-технологические параметры исследуемых конструкций, учтя тем самым и ее особенности.

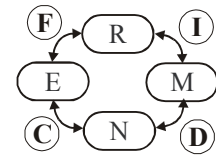


Рис. 1.
Традиционная
технология
расчетно-
экспериментальны

На этапе дискретизации D (см. рис. 1) предлагается также ввести ограничение на привлекаемые для этого методы, сразу выбрав в качестве основного метод конечных элементов (МКЭ). Таким образом, получаем сразу конкретную модель N – конечно-элементный ансамбль, дискретизирующий с той или иной характерной степенью сгущения – разрежения получаемую из M геометрическую модель (т.е. объединение поверхностей и линий, на которые наращены оболочки, пластины и стержни). Такое предпочтение МКЭ следует из опыта расчета подобных конструкций, а также из огромных возможностей программных пакетов,

реализующих метод конечных элементов.

При этом можно сразу записать разрешающее уравнение МКЭ в общем виде:

$$M\ddot{x} + K\dot{x} + Cx = F(t), \quad (1)$$

имея в виду, что матрицы масс M , демпфирования K , жесткости C , а также вектор узловых нагрузок F формируются на основе учета конструктивно-технологических особенностей и анализа условий эксплуатации той или иной исследуемой конструкции (назовем их всех элементами обобщенного параметрического пространства $P = \{p_i\}$, однозначно определяющими математическую модель $M = M(p)$ исследуемого объекта). В данном случае считаем, что для различных p существует также алгоритм однозначного построения численной модели $N = N(p)$. Это можно осуществить, следуя методологии, изложенной в статье [3]. Подытоживая, можно заключить, что, постулировав и учтя характерные особенности исследуемых объектов, а также задекларировав использование МКЭ в интеграции с методом обобщенного параметрического описания сложных механических систем, удастся «сдвоить» этапы математического и численного моделирования. При их объединении напрямую получаем модель $MN = MN(p)$, а как инструмент получения этой модели по тому или иному набору параметров предлагается использование технологии специализированных интегрированных систем [3]. По этой технологии в данном случае в данном случае естественным образом получаем сдвоенный процесс $\dot{I} + D = \dot{I}D$.

Обращаясь к этапу экспериментальных исследований, нужно принять во внимание, что на данный момент существует обширный опыт проектирования аналогичных машиностроительных конструкций. Таким образом, сама структура машины, механизма, сооружения, оборудования может быть почерпнута в первом приближении из аналогов. Оттуда можно также привлечь и большой пласт результатов экспериментальных исследований машин-аналогов в лабораторных, полигонных и производственных условиях. Эта информация, имеющаяся в распоряжении проектантов, требует инструмента для организации ее анализа и обобщения. Таким образом, этап F (см. рис. 1) «раслаивается», вбирая в себя физическое моделирование машин-аналогов (часть уже известной информации), а также моделирование проектируемой машины (часть информации, которую на момент начала проектных работ нужно будет получить в ходе проектных исследований и полигонных испытаний). Естественно, что в данном случае, в отличие от этапов M , N , которые «сливались», получаем «расслоение» моделей E : $E = \bigcup E_i$, где $i = 0, 1, 2, \dots$ – элементы этого множества, причем $i = 0$ – проектируемая машина, а

$i = 1, 2, \dots$ – машины-аналоги.

Рассматривая ключевой момент – сравнение С (см. рис. 1) результатов экспериментальных и численных исследований и создание адекватной и точной модели MN^* по итогам верификации параметров p^* , нужно ввести критерий оценки несоответствия результатов численных и экспериментальных исследований. В отличие от традиционного одинарного критерия [1-3]

$$J(p) = \|u_N(p) - u_E(p)\| \rightarrow \min \quad (2)$$

предлагается интегральный критерий

$$J(p) = \sum_q \gamma_q \cdot J_q, \quad q = 1, \dots, N_q. \quad (3)$$

Здесь $J(p)$ – интегральный критерий несоответствия результатов численных и экспериментальных исследований, вычисляемый путем сопоставления норм несовпадений распределений переменных состояния u ($u_N(p)$ – численных и $u_E(p)$ – экспериментальных). Он образуется при помощи взвешенного суммирования с весами γ_q «парциальных» составляющих:

$$J_q = \|u_N(p) - u_E(p)\|, \quad \sum_q \gamma_q = 1, \quad q = 0, 1, \dots, N_q. \quad (4)$$

Суммирование ведется по количеству «срезов» q . Это количество N_q обуславливается объемом имеющейся в распоряжении информации о результатах экспериментального исследования машин-аналогов, причем с учетом различных видов испытаний каждой. К этому количеству добавляется также и проектируемая машина.

В результате задача идентификации ставится в виде:

$$\{p^*, f^*\} = \arg \min J(p, f). \quad (5)$$

Имея в распоряжении массив p^* , можно ставить задачу оптимизации:

$$L(u, \tilde{P}, f, t) = 0; \quad T(\tilde{P}) \rightarrow \max; \quad H(u(\tilde{P})) \leq H', \quad (6)$$

где L – оператор задачи (в данном случае – система соотношений метода конечных элементов (1)); u – переменные состояния (в данном случае – узловые перемещения и углы поворота); f – внешние воздействия; \tilde{P} – оптимальные параметры, доставляющие максимум техническим характеристикам T и удовлетворяющие массиву ограничений H' ; t – время.

Что касается массива обобщенных параметров P , то он состоит из трех подгрупп:

$$P = P_{iden} \cup P_{var} \cup P_{const}, \quad (7)$$

где P_{iden} – идентифицируемый по процедуре (4) подмассив; P_{var} – определяемый по процедуре (6) подмассив; P_{const} – подмассив постоянных параметров, определяемый общими конструктивными, технологическими, экономическими эксплуатационными соображениями (рис. 2).

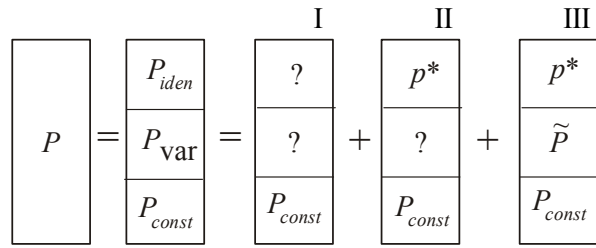


Рис. 2. Состав множества обобщенных параметров

Соответственно, выделяются три этапа синтеза: I – определение структуры и основных неизменных параметров машины – из общих соображений и опыта проектантов; II – идентификация параметров расчетной модели машины; III – параметрическая оптимизация машины. Таким образом, общую методологию параметрического синтеза, объединяющую в едином процессе идентификацию и оптимизацию, можно представить в виде последовательности этапов I-III (см. рис.2), II-й и III-й из которых более подробно приведены на рис. 3, 4.

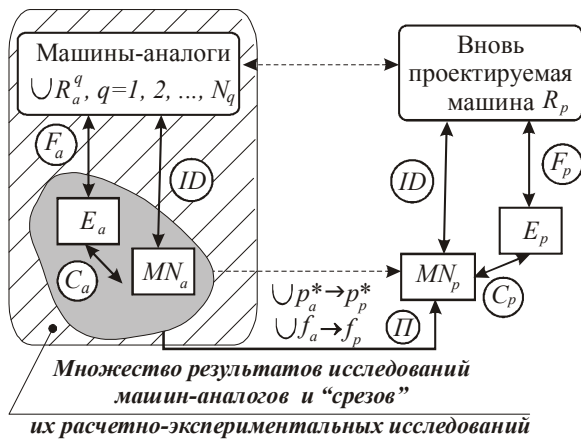


Рис. 3. Структура расчетно-экспериментальных исследований с применением многослойных моделей: R – реальный объект (проектируемая машина); MN – объединенные математическая и численная, E – экспериментальные модели исследуемых объектов; $*_a$ – модели, соответствующие машине-аналогу; $*_p$ – модели, соответствующие проектируемой машине; ID – объединенные этапы идеализации и дискретизации; F – физического моделирования; C – верификации результатов; II – этап синтеза «полигибридных» моделей

и численная модели проектируемой машины.

Следующим шагом является интеграция в расчетную модель MN_p

При реализации предложенной методологии исследований параллельно и взаимосвязанно проводятся 2 цикла расчетно-экспериментальных исследований объектов по традиционной технологии [1-7]: для машин-аналогов и для проектируемой машины. Они обычно разнесены по времени: сначала проводится цикл исследований машин-аналогов по имеющимся «срезам», далее по аналогии создается математическая

параметров $(p_p)^*$ и усилий f_p , вычисляемым по параметрам идентификации, – качественно новый этап II, при осуществлении которого собственно создается «полигибридная» модель объекта. Далее на ее основе (см. рис. 4) осуществляется поиск оптимальных параметров проектируемой машины.

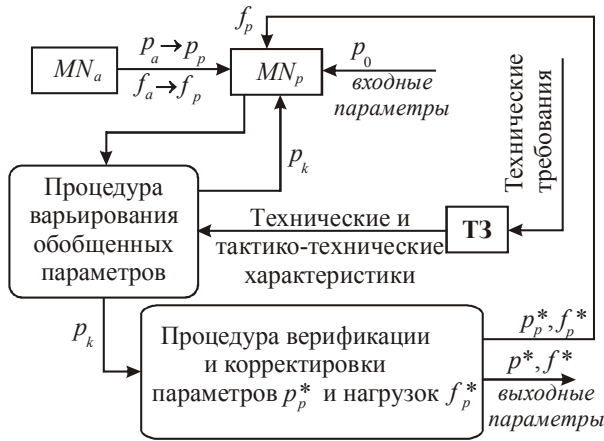


Рис.4. Синтез параметров проектируемых машин с применением «полигибридных» расчетно-экспериментальных моделей

Заключение. Предложенная методология исследований, в отличие от известных, отличается гораздо большей степенью использования консолидированной информации, уже накопленной по машинам-аналогам. Предложена математическая и алгоритмическая формализация данного подхода, объединяющая этапы идентификации модели и обоснования рациональных конструктивно-технологических параметров и решений.

Предложенный в работе подход имеет несомненные преимущества перед традиционными вариантами исследований (например, по априорно постулированным коэффициентам динамичности), а также перед известными алгоритмами расчетно-экспериментальных исследований [1]. При этом достигаются: экономия времени и средств; высокая достоверность при определении параметров расчетных моделей и эксплуатационных нагрузок для проектируемых машин, что повышает их адекватность, а, в конечном итоге, обеспечивает с более высокой точностью расчет оптимальных структур и параметров исследуемых машин по критериям надежности, долговечности, массы, стоимости; разрабатывается научно-обоснованная структура, параметры и свойства не только для расчетной модели отдельно взятой машины, но и для целой их серии, в т.ч. и тех, которые будут создаваться в будущем. Кроме того, еще одной отличительной особенностью данного подхода является присущая ему естественная возможность прямого встраивания в процесс поэтапного уточнения оптимальной структуры и параметров проектируемых машин в рамках процесса конструирования и технологической подготовки производства.

Принципиальным отличием предложенного подхода от известного варианта расчетно-экспериментального метода [1] является то, что в предложенном в статье подходе критерий соответствия строится на *полном* множестве машин и параметров, а в варианте [1] метода – на *частном* множестве, соответствующем множеству машин-аналогов. Соответственно,

существует опасность, что построенная таким образом численная модель с определенными

нагрузками f^P окажется недостаточно адекватной и точной для проведения исследований проектируемой машины M^P . Для устранения данного возможного несоответствия в подходе, описанном в статье, критерий минимизации несоответствия результатов численных и экспериментальных исследований распространяется и на вновь проектируемую машину.

В дальнейшем планируется апробировать предложенный подход в ходе расчетно-экспериментальных исследований ряда машин.

Литература: 1. Обиций подход к обоснованию параметров проектируемых машин на основе гибридных расчетно-экспериментальных моделей / Чепурной А.Д., Глинин Г.П., Литвиненко А.В. [и др.] // *Механіка та машинобудування*. – 2004. – № 1. – С. 103-109. 2. Решение задач расчетно-экспериментального исследования элементов сложных механических систем / Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, Э.В. Глуценко [и др.] // *Механіка та машинобудування*. – 2004. – №2. – С. 85–96. 3. Конечнo-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. 4. Расчетно-экспериментальная идентификация параметров численных моделей корпусных элементов транспортных средств / Е.В. Пелешко, А.Ю. Васильев, Г.Д. Гриценко [и др.] // *Механіка та машинобудування*. – 2007. – №1. – С. 95–100. 5. Ткачук Н.А. Интенсивная схема экспериментальных исследований элементов технологических систем / Н.А. Ткачук // *Сб. научн. тр. “Динамика и прочность машин”*. – Харьков: ХГПУ. – 1998. – Вып.56. – С. 175–181. 6. Ткачук Н.А. Расчетно-экспериментальный метод исследования деформаций элементов механических систем. / Н.А. Ткачук, А.А. Капустин // *Вестник ХГПУ. Тем. вып.: Динамика и прочность машин*. – 1999. – Вып.57. – С. 148–155. 7. Ткачук Н.А. Комбинированные расчетно-экспериментальные методы исследования прочностных и жесткостных характеристик элементов технологических систем / Н.А. Ткачук // *Механіка та машинобудування*. – 1999. – №1. – С. 37–46.

Bibliography (transliterated): 1. Obvij podhod k obosnovaniju parametrov projektiruemyh mashin na osnove gibridnyh raschetno-jeksperimental'nyh modelej / Chepurnoj A.D., Glinin G.P., Li-tvinenko A.V. [i dr.] // *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – 2004. – № 1. – S. 103-109. 2. Reshe-nie zadach raschetno-jeksperimental'nogo issledovanija jelementov slozhnyh mehanicheskikh sistem / N.A. Tkachuk, G.D. Gricenko, Je.V. Gluvenko [i dr.] // *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – 2004. – №2. – S. 85–96. 3. Konechno-jelementnye modeli jelementov slozhnyh mehanicheskikh sistem: tehnologija avtomatizirovannoju generacii i parametrizovannogo opisanija / N.A. Tkachuk, G.D. Gricenko, A.D. Chepurnoj [i dr.] // *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – 2006. – №1. – S. 57–79. 4. Raschetno-jeksperimental'naja identifikacija parametrov chislennyh mo-delej korpusnyh jelementov transportnyh sredstv / E.V. Peleshko, A.Ju. Vasil'ev, G.D. Gricenko [i dr.] // *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – 2007. – №1. – S. 95–100. 5. Tkachuk N.A. Intensivnaja shema jeksperimental'nyh issledovanij jelementov tehnologi-cheskikh sistem / N.A. Tkachuk // *Sb. nauchn. tr. “Dinamika i prochnost' mashin”*. – Har'kov: HGPU. – 1998. – Vyp.56. – S. 175–181. 6. Tkachuk N.A. Raschetno-jeksperimental'nyj metod issledovanija deformacij jelementov mehanicheskikh sistem. / N.A. Tkachuk, A.A. Kapustin // *Vestnik HGPU. Tem. vyp.: Dinamika i prochnost' mashin*. – 1999. – Vyp.57. – S. 148–155. 7. Tkachuk N.A. Kombinirovannye raschetno-jeksperimental'nye metody issledovanija prochnostnyh i zhestkostnyh harakteristik jelementov tehnologicheskikh sistem / N.A. Tkachuk // *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – 1999. – №1. – S. 37–46.

Карапейчик І.М., Чепурний А.Д., Ткачук М.А.

БАГАТОРІВНЕВІ ГІБРИДНІ РОЗРАХУНКОВО-

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ

МОДЕЛІ ДЛЯ СИНТЕЗУ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕМЕНТІВ СПЕЦІАЛЬНИХ

ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

У статті викладено новий підхід до розрахунково-експериментального дослідження елементів спеціальних транспортних засобів. Він базується на сумісному виконанні етапів розрахункових та експериментальних досліджень різних машин однієї серії. Дослідження рознесені у часі та співвідносяться таким чином, що взаємно доповнюють одне одного. Це підвищує адекватність створюваних моделей та достовірність проектних розрахунків елементів нових машин.

Karapenchik I.N., Cherpurnoy A.D., Tkachuk N.A.

MULTILEVEL HYBRID COMPUTATIONAL AND EXPERIMENTAL MODELS FOR PARAMETERS SYNTHESIS OF SPECIAL VEHICLES ELEMENTS

The article describes a new approach to computational and experimental researches of special vehicles elements. It is based on joint implementation of computational and experimental studies of different machines of same series. The study separated in time and correlated in a way that mutually complement each other. This increases the adequacy and accuracy of generated models and validity of project computations of new machines elements.

УДК 621.3.019:33

*Лебедев А.Т., д-р техн. наук; Подригало М.А., д-р техн. наук;
Полянский А.С., д-р техн. наук; Абрамов Д.В, канд. техн. наук;
Плетнев В.Н., Тесля В.О.*

ОЦЕНКА НАРАБОТКИ МОБИЛЬНЫХ МАШИН ПО ВЫПОЛНЕННОЙ ДВИГАТЕЛЕМ МЕХАНИЧЕСКОЙ РАБОТЕ

Постановка проблемы. Нарботка является мерой оценки ресурса и соответственно, долговечности любой машины. Технический ресурс – наработка объект от начала его эксплуатации или возобновления эксплуатации после ремонта до предельного состояния. Ресурс выражается в единицах времени работы (обычно в часах), длины пути (в километрах) или в единице выпуска продукции (для технологического оборудования).

Оценка наработки мобильных машин (автомобилей и тракторов) по времени работы или пробегу не характеризует объективно процессы износа и старения, протекающих в их элементах. Поэтому рядом авторов предлагались различные критерии и поправочные коэффициенты, позволяющие уточнить ресурс с учетом условий эксплуатации мобильных машин.

В настоящей статье предложено оценивать наработку мобильных машин по величине механической работы, выполненной двигателем, что стало возможным, благодаря созданному в ХНАДУ бортовому измерительно – регистрационному комплексу. Комплекс включает в себя несколько трехкоординатных датчиков ускорений и компьютер. Предложен алгоритм расчета мощности двигателя и выполненной работы. При указанном подходе термин «наработка машины» соответствует физическому смыслу понятия «работа».

Анализ основных достижений и публикаций. Нарботка является мерой оценки ресурса, и, соответственно, до долговечности любой машины.

Технический ресурс (сокращенно ресурс) – наработка объекта от начала его эксплуатации или возобновления эксплуатации после ремонта до предельного состояния [1]. Ресурс выражается в единицах времени работы (обычно в часах), длины пути (в километрах) или в единице выпуска продукции (для технологического оборудования).

В часах работы измеряется наработка стационарных или малоподвижных объектов (стационарных двигателей, автокранов, тракторов, выполняющих технологические операции на малой скорости движения). По пробегу оценивается наработка автомобилей и других транспортных средств.

Поскольку, как время работы, так и пробег машины может происходить при различных нагрузках на двигатель. Ходовую часть и другие агрегаты, то рядом авторов [2, 3, 4, 5] были введены поправочные коэффициенты на величину времени работы или пробег автомобиля, позволяющие корректировать ресурс в зависимости от условий эксплуатации.

Профессор Н.Я. Говорущенко [2, 5] предложил систему коэффициентов, учитывающих транспортные климатические и дорожные условия.

В эксплуатации [3] процесс изнашивания и старения автомобиля происходит иначе, чем при полигонных испытаниях. Режим работы двигателя при полигонных испытаниях более стабилен, редко используются механизмы сцепления, переключения передач, шестерни промежуточных передач, тормоза, рулевое управление. Поэтому ресурс как двигателя, так и всех других агрегатов и узлов автомобиля при полигонных испытаниях обычно бывает более высоким, чем в условиях эксплуатации. Как отмечается в работе [3], результаты ресурсных испытаний, проводимых на полигоне, позволяют путем поправочных коэффициентов лишь приближенно оценивать реальный срок службы автомобиля до потребности в ремонте.

А.М. Шейнин [4] на основе исследований проведенных в условиях эксплуатации, разработал метод установления предельного технического состояния (т.е. наработки) автомобиля, требующего ремонта по параметру возрастания расходования запасных запчастей. Учет условий эксплуатации производится при этом по коэффициентам приведения, установленным по соотношениям с расходом топлива в разных условиях. Указанное исследование, развитое указанным автором совместно с Н.П. Панкратовым [6], позволило научно – обоснованно нормировать пробеги автомобилей до первого ремонта, а также разрабатывать нормативы расхода запасных частей.

Авторами работы [7] предлагается в качестве критерия необходимости проведенного капитального ремонта полнокомплектного автомобиля использовать минимум удельных эксплуатационных затрат у автомобиля, эксплуатирующегося без проведения капитального ремонта. При превышении этого значения проведение полнокомплектного капитального ремонта нецелесообразно. В данном случае

динамика изменения удельных эксплуатационных затрат характеризует динамику изменения технического состояния и, косвенно, - наработку машины.

Поскольку работа автомобиля или трактора непосредственно связана с использованием топлива, то авторами работ [5, 8] предложено в качестве оценки наработки количество топлива, израсходованного машиной с момента начала эксплуатации (или возобновления эксплуатации после капитально ремонта) до рассматриваемого момента времени. Следует отметить, что несмотря на более активную, по – сравнению с известными показателями, расход топлива связан нелинейно с развиваемой эффективной мощностью двигателя. Изменение технического состояния двигателя приводит к увеличению удельного расхода топлива.

О необходимости применения на автомобилях расходомеров топлива высказывается также П.П. Евсеев [9]. По его мнению, при наличии информации о мгновенном расходе топлива водитель может регистрировать пройденный путь, продолжительность движения, мгновенную и среднюю скорости движения, эффективность (рациональность) использования топлива. Однако для получения этой информации в бортовой компьютер необходимо вводить расчетные параметры, определяемые неточно.

Рассмотренные выше показатели наработки являются оценочными (неточными), поскольку однозначно не характеризуют процессы износа и старения, протекающие в узлах и агрегатах автомобилей и тракторов.

Наиболее точным и объективным показателем машин может быть механическая работа, выполненная двигателем с начала эксплуатации или возобновления эксплуатации после ремонта мобильных машин. Об этом вскользь отмечал А.Н. Колегаев [9].

Попыткой решить проблему определения мощности двигателя мобильных машин были предприняты рядом авторов [10]. Однако реализовать полученные технические решения стало возможным только в стационарных условиях с использованием стендового оборудования. В дорожных условиях эту задачу решить сложно, ввиду трудностей, связанных с установкой датчиков угловой скорости и крутящего момента в уже готовую конструкцию.

В ХНАДУ разработан бортовой измерительно – регистрационный комплекс, включающий в себя несколько трехкоординатных датчиков ускорений и компьютер [11]. Этот комплекс позволяет определять линейные и угловые скорости и ускорения мобильных машин, а также мощность двигателя [12]. Однако для определения мощности двигателя при движении мобильных машин необходимо предварительно проводить их свободный выбег. Это необходимо для предварительного определения параметров сопротивления движению машин, зависящих от скорости. При применении указанного бортового измерительно – регистрирующего комплекса нет необходимости что – либо переделывать в конструкции испытываемых машин.

Формулировка цели статьи. Целью исследования является разработка алгоритма оценки наработки мобильных машин в условиях эксплуатации по выполненной двигателем механической работе с использованием бортового измерительно-регистрирующего комплекса.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- составить уравнение динамики колесной мобильной машины;
- составить алгоритм расчета мощности и работы двигателя.

Изложение основного материала.

Уравнение тяговой динамики колесной машины (автомобиля или трактора). Попробуем решить указанную задачу методом парциальных ускорений [10]. Уравнение движения автомобиля имеет вид

$$m \dot{V} = P_K - \sum P_C, \quad (1)$$

где m - общая масса машины;

\dot{V} - ускорение машины;

P_K - тяговое усилие на ведущих колесах;

$\sum P_C$ - суммарная сила сопротивления движению.

Тяговая сила на ведущих колесах может быть определена как

$$P_K = \frac{Ne}{V} - \frac{M_{TP}^C}{r_\partial}, \quad (2)$$

где Ne - эффективная мощность, развиваемая на валу двигателя;

V - скорость машины;

r_∂ - динамический радиус ведущих колес;

M_{TP}^C - момент сопротивления вращению колес, обусловленный сопротивлением вращению валов трансмиссии.

$$M_{TP}^C = M_{TRCT}^C + M_{TRКИН}^C - M_{TRДИН}^C, \quad (3)$$

M_{TRCT}^C - момент сопротивления в трансмиссии статический, обусловленный силами сухого трения;

$M_{TRКИН}^C$ - момент сопротивления в трансмиссии кинематический, обусловленный силами гидравлического (вязкого) трения.

$$M_{TRКИН}^C = K_1 \cdot V, \quad (4)$$

K_1 - коэффициент пропорциональности;

$M_{TRДИН}^C$ - приведенный инерционный момент в трансмиссии, учитывающий влияние линейного ускорения машины (динамический момент сопротивления);

$$M_{TRДИН}^C = -\frac{Y_{ПП}}{r_\partial} V, \quad (5)$$

$Y_{ПП}$ - приведенный к ведущим колесам момент инерции вращающихся масс трансмиссии автомобиля.

Суммарная сила сопротивления движению машины

$$\sum P_C = mgf + kFV^2, \quad (6)$$

где f - коэффициент сопротивления качению колес машины;

kF - фактор аеродинамічного опору (к-коефіцієнт опору повітря);

F – площа лобового опору або мідель);

g - прискорення вільного падіння, $g = 9.81 \text{ м/с}^2$.

Коефіцієнт опору повітря

$$K = 0,5C_X \cdot S, \quad (7)$$

где C_X - собственно коэффициент лобового аеродинамического сопротивления (коэффициент обтекаемости);

S - плотность воздуха.

Коефициент сопротивления качению f зависит от скорости движения машины. Эта зависимость имеет вид [13]

$$f = f_0(1 + AV^2), \quad (8)$$

где f_0 - коэффициент сопротивления качению при скорости V , не превышающей 16,7 м/с;

A - коэффициент, учитывающий влияние V^2 на увеличение f .

Выражение (1) с учетом (2) – (5), (6) и (8) примет следующий вид

$$mV = \frac{Ne}{V_a} - \frac{g}{\delta_{ep}} \left(f_0 m + \frac{M_{TP.CT}^C}{g \cdot r_{\partial}} \right) - \frac{K_1}{\delta_{ep} \cdot r_{\partial}} V - \frac{kF + Af_0 mg}{\delta_{ep}} V, \quad (9)$$

где δ_{ep} - коэффициент учета вращающихся масс трансмиссии и двигателя,

$$\delta_{ep} = 1 + \frac{Y_{ПП}}{mr_{\partial}^2}. \quad (10)$$

Из уравнения (9) определим эффективную мощность двигателя

$$Ne = mV[\dot{V}\delta_{ep} + gf + \frac{M_{TP.CT}^C}{m \cdot r_{\partial}} + \frac{K_1}{m \cdot r_{\partial}} V + (Agf_0 + \frac{kF}{m})V^2]. \quad (11)$$

Выражение (9) является уравнением динамики колесной машины, а выражение (11) характеризует ее мощностной баланс.

Алгоритм расчета эффективных мощности и работы двигателя. Выражение (11) является исходным для решения поставленной задачи. Бортовой измерительно-регистрационный комплекс ХНАДУ (11) позволяет измерить и регистрировать в компьютере линейную скорость V и линейное ускорение \dot{V} машины с заданным шагом времени Δt . Поэтому преобразуем выражение (11) у виду

$$Ne = c_1 \dot{V}V + c_2 V + c_3 V^2 + c_4 V^3, \quad (12)$$

где $c_1; c_2; c_3; c_4$ – коэффициенты, определяемые расчетом в процессе движения машины,

$$c_1 = m\delta_{gp} - \text{приведенная масса машины}; \quad (13)$$

$$c_2 = m g f + \frac{M_{TPCT}^C}{r_2} - \text{приведенная статическая сила сопротивления качению колес}; \quad (14)$$

$$c_3 = \frac{K_1}{r_2} - \text{показатель вязкого трения в трансмиссии}; \quad (15)$$

$$c_4 = Amgf_0 + kF - \text{сумма факторов аэродинамического сопротивления и динамического увеличения силы сопротивлению качению.} \quad (16)$$

В известном методе [12] часть необходимых параметров измерялась при предварительном выбеге машины, а часть – вводилась в процессе движения при получении информации от датчиков ускорений.

Предварительный выбег машины можно исключить, если принять допущение того, что при малом интервале измерения ΔT , развиваемая в этот промежуток времени мощность Ne остается постоянной в течение всего указанного интервала. Таким образом, принимая в уравнении (12) величину $Ne = const$ для интервала ΔT , получим систему пяти линейных уравнений с пятью неизвестными

$$\begin{aligned} Ne &= c_1 \dot{V}_1 V_1 + c_2 V_1 + c_3 V_1^2 + c_4 V_1^3, \\ Ne &= c_1 \dot{V}_2 V_2 + c_2 V_2 + c_3 V_2^2 + c_4 V_2^3, \\ Ne &= c_1 \dot{V}_3 V_3 + c_2 V_3 + c_3 V_3^2 + c_4 V_3^3, \\ Ne &= c_1 \dot{V}_4 V_4 + c_2 V_4 + c_3 V_4^2 + c_4 V_4^3, \\ Ne &= c_1 \dot{V}_5 V_5 + c_2 V_5 + c_3 V_5^2 + c_4 V_5^3. \end{aligned} \quad (17)$$

Измеряя с помощью бортового измерительно-регистрационного комплекса значения линейных ускорений \dot{V} и скорости V с промежутками, равными шагу времени Δt можно для каждого интервала ΔT после получения системы (17) линейных уравнений получить искомые параметры Ne и $c_1; c_2; c_3; c_4$. В пределах одного интервала измерений ΔT указанные параметры принимаются постоянными. Для рассматриваемого случая интервал измерения будет равен

$$\Delta T = 4\Delta t. \quad (18)$$

Рассматриваем пять моментов времени:

$$t_1, \quad t_2 = t_1 + \Delta t, \quad t_3 = t_2 + \Delta t = t_1 + 2\Delta t, \quad t_4 = t_3 + \Delta t = t_1 + 3\Delta t, \quad \text{и} \quad t_5 = t_4 + \Delta t = t_1 + 4\Delta t.$$

Этим моментам времени соответствуют параметры, соответственно $\dot{V}_1; \dot{V}_2; \dot{V}_3; \dot{V}_4; \dot{V}_5; V_1; V_2; V_3; V_4; V_5$. Для последующей обработки результатов расчета определяются расчетные (средние) параметры времени, линейных уравнений и скоростей движения

$$\bar{t} = t_1 + \frac{\Delta T}{2} = t_1 + 2\Delta t = t_3, \quad (19)$$

$$\bar{\dot{V}} = \frac{\dot{V}_1 + \dot{V}_2 + \dot{V}_3 + \dot{V}_4 + \dot{V}_5}{5}, \quad (20)$$

$$V = \frac{V_1 + V_2 + V_3 + V_4 + V_5}{5}. \quad (21)$$

Если преобразовать систему уравнений (17) к виду

$$\begin{aligned} c_1' \dot{V}_1 V_1 + c_2' \dot{V}_1 + c_3' V_1^2 + c_4' V_1^3 - 1 &= 0, \\ c_1' \dot{V}_2 V_2 + c_2' \dot{V}_2 + c_3' V_2^2 + c_4' V_2^3 - 1 &= 0, \\ c_1' \dot{V}_3 V_3 + c_2' \dot{V}_3 + c_3' V_3^2 + c_4' V_3^3 - 1 &= 0, \\ c_1' \dot{V}_4 V_4 + c_2' \dot{V}_4 + c_3' V_4^2 + c_4' V_4^3 - 1 &= 0, \end{aligned} \quad (22)$$

то для решения поставленной задачи будет достаточно 4 уравнений. В системе уравнений

$$c_1' = c_1 / Ne, \quad (23)$$

$$c_2' = c_2 / Ne, \quad (24)$$

$$c_3' = c_3 / Ne, \quad (25)$$

$$c_4' = c_4 / Ne. \quad (26)$$

В данном случае, для получения результата необходимо идентифицировать хотя бы один из искомым коэффициентов $c_1; c_2; c_3; c_4$. Удобнее всего это сделать для коэффициента c_4 , зависящего только от скорости V и почти не изменяющего свои параметры в процессе эксплуатации. Этот коэффициент можно определить заранее (путем проведения выбега и занести в память компьютера).

Интервал измерения в рассматриваемом случае

$$\Delta T = 3\Delta t. \quad (27)$$

Расчетные параметры времени, скорости и ускорения

$$\bar{t} = t_1 + \frac{\Delta T}{2} = t_1 + 1,5\Delta t, \quad (28)$$

$$\dot{V} = \frac{\dot{V}_1 + \dot{V}_2 + \dot{V}_3 + \dot{V}_4}{4}, \quad (29)$$

$$V = \frac{V_1 + V_2 + V_3 + V_4}{4}. \quad (30)$$

Полученные в результате решения системы уравнений (17) и (22) значения мощности двигателя заносятся в память компьютера. Поскольку нами принято допущение того, что $Ne = const$ в течение интервала времени ΔT , то работу двигателя на указанном интервале можно определить как

$$\Delta Ae = Ne \cdot \Delta T. \quad (31)$$

Работа двигателя, выполненная за время T

$$Ae_T = \Delta T \sum_{i=1}^{T/\Delta T} Nei, \quad (32)$$

где Ne_i - мощность двигателя, определенная i -ом интервале измерения ΔT .

Время T должно выбираться из условия наименьшей погрешности измерения и частоты снятия водителем информации с индикатора работы. Будем считать работу двигателя A_{eT} , выполненную за некоторый оптимальный (расчетный) период времени T квантом работы двигателя. В этом случае, суммарная наработка двигателя (мобильной машины) с начала эксплуатации или возобновления эксплуатации после ремонта будет определяться путем постоянного последовательного суммирования указанных расчетных квантов работы двигателя.

Выводы.

1. Существующие показатели наработки мобильных машин являются косвенными, поскольку однозначно не характеризуют процессы износа и старения, протекающие в узлах и агрегатах. Выполненная двигателем работа с начала эксплуатации или возобновление эксплуатации машины после ремонта является объективным показателем наработки, определяющим долговечность изделия.

2. Предложенная математическая модель и алгоритм расчета эффективной мощности и работы двигателя мобильных колесных машин, в сочетании с использованием бортового измерительно-регистрационного комплекса, включающего в себя датчики линейных ускорений и компьютер, могут уже сегодня использоваться на автомобилях и тракторах для оценки их наработки в процессе эксплуатации.

Литература: 1. Решетов Д.Н. Надежность машин /Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.В.Фадеев. – М.: Высшая школа, 1988.-238с. 2. Говорущенко Н.Я. Основы теории эксплуатации автомобиля / Н.Я. Говорущенко. – К.: Вища школа. 1971.-231с. 3. Автомобильные транспортные средства /Д.П. Великанов, В.И. Бернацкий, Б.Н. Нифонтов, И.П. Плеханов; под ред. Д.П. Великанова. – М.: Транспорт, 1977.-326с. 4. Шейнин А.М. Методы определения и поддержания надежности автомобиля в эксплуатации /А.М. Шейнин – М.: Транспорт. – 1969.-98с. 5. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – Харьков: ХНАДУ, 1998.-468с. 6. Панкратов Н. Управление использованием ресурса автомобилей в рядовых условиях эксплуатации / Н. Панкратов, А. Шейнин // Автомобильный транспорт.-1969.-№10.-с.18. 7. Сорокин Б.Д. К вопросу о сроке службы грузовых автомобилей / Б.Д. Сорокин, И.И. Пугачев // Вопросы развития автомобильных транспортных средств; под ред. Д.П. Великанова. – М.: Транспорт, - 1978.-с. 155-167. 8.Бажинів О.В. Наукові основи оцінки ресурсу силових агрегатів транспортних машин з урахуванням умов експлуатації: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: спец. 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту»/ О.В. Бажинів. – Харків, 2001.-32с. 9. Колегаев Р.Н. Определение оптимальной долговечности технических систем / Р.Н. Колегаев. – М. Советское радио, 1967.-112с. 10. Пат. 2266527 Российская Федерация, МПК 601L3/24,G01M15/00. Способ определения мощности двигателя внутреннего сгорания / Щетинин Н.В., Арженковский А.Г., Мальцев Д.О., Казаков Д.В., Морозов А.А., заявитель и патентообладатель Федеральное государственное образовательное учреждение высшего

професійного освіти «Азово - Чорноморська державна аграрна академія» (ФГОУ ВПО АЧГАА). - №0004122376/28, заявл. 21.06.2004; опубл. 20.12.2005. 11. Подригало М.А. Метрологічне забезпечення динамічних випробувань тягово-транспортних машин/ М.А. Подригало, А.І. Коробко, Д.М. Клець, В.І. Гацько// Тракторна енергетика в рослинництві. Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – 2009.- Вип.89.- с.87-89. 12. Подригало М.А. Метод определения энергетических и динамических показателей автомобиля с помощью датчиков линейных ускорений / М.А. Подригало, Д.М. Клець, А.Н. Мостовая // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. Науковий журнал.- 2010- №7 [149].- с. 40-44. 13. Бортницький П.И. Тягово-скоростные качества автомобилей. Справочник / П.И. Бортницький, В.И. Задорожний. –К.: Вища школа, 1978. – 176с.

Bibliography (transliterated): 1. Reshetov D.N. Nadezhnost' mashin /D.N. Reshetov, A.S. Ivanov, V.V.Fadeev. – М.: Vysshaja shkola, 1988.-238s. 2. Govoruwenko N.Ja. Osnovy teorii jekspluatacii avtomobilja / N.Ja. Govoruwenko. – К.: Viwa shkola. 1971.-231s. 3. Avtomobil'nye transportnye sredstva /D.P. Velikanov, V.I. Bernackij, B.N. Nifontov, I.P. Plehanov; pod red. D.P. Velikanova. – М.: Transport, 1977.-326s. 4. Shejnin A.M. Metody opredelenija i podderzhanija nadezhnosti avtomobilja v jekspluatacii /A.M. Shejnin – М.: Transport. – 1969.-98s. 5. Govoruwenko N.Ja. Sistemotehnika transporta / N.Ja. Govoruwenko, A.N. Turenko. – Har'-kov: HNADU, 1998.-468s. 6. Pankratov N. Upravlenie ispol'zovanijem resursa avtomobilej v rjadovyh uslovijah jekspluatacii / N. Pankratov, A. Shejnin // Avtomobil'nyj transport.- 1969.-№10.-s.18. 7. Sorokin B.D. K voprosu o sroke sluzhby gruzovyh avtomobilej / B.D. Sorokin, I.I. Pugachev // Voprosy razvitija avtomobil'nyh transportnyh sredstv; pod red. D.P. Velikanova. – М.: Transport, - 1978.-s. 155-167. 8. Bazhinov O.V. Naukovi osnovi ocinki resursu silovih agregativ transportnih mashin z urahuvannjam umov ekspluatacii: avtoref. dis. na zdobuttja nauk. stupenja doktora tehn. nauk: spec. 05.22.20 «Ekspluatacija ta remont zasobiv transportu»/ O.V. Bazhinov. – Harkiv, 2001.-32s. 9. Kolegaev R.N. Opredelenie optimal'noj dolgovechnosti tehniceskix sistem / R.N. Kolegaev. – М. Sovetskoe radio, 1967.-112s. 10. Pat. 2266527 Rossijskaja Federacija, MPK 601L3/24,G01M15/00. Sposob opredelenija mownosti dvigatelja vnutrennego sgoranija / Wetinin N.V., Arzhenovskij A.G., Mal'cev D.O., Kazakov D.V., Morozov A.A., zajavitel' i patentoobladatel' Federal'noe gosudarstvennoe obrazovatel'noe uchrezhdenie vysshego professional'nogo obrazovanija «Azovo - Chornomorskaja gosudarstvennaja agrarnaja akademija» (FGOU VPO AChGAA). - №0004122376/28, заявл. 21.06.2004; опубл. 20.12.2005. 11. Подригало М.А. Метрологічне забезпечення динамічних випробувань тягово-транспортних машин/ М.А. Подригало, А.І. Коробко, Д.М. Клець, В.І. Гацько// Тракторна енергетика в рослинництві. Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – 2009.- Вип.89.- с.87-89. 12. Подригало М.А. Метод определения энергетических и динамических

pokazatelej avtomobilja s pomow'ju datchikov linejnyh uskorenij / M.A. Podrygalo, D.M. Klec, A.N. Mos-tovaja // Visnik Shidnoukraïns'kogo nacional'nogo universitetu im. V. Dalja. Naukovij zhurnal.- 2010- №7 [149].- s. 40-44. 13. Bortnickij P.I. Tjagovo-skorostnye kachestva avtomobilej. Spravochnik / P.I. Bortnickij, V.I. Zadorozhnyj. –K.: Viwa shkola, 1978. – 176s.

Лебедев А.Т., Подригало М.А., Полянський О.С., Абрамов Д.В., Плетньов В.М., Тесля В.О.

**ОЦІНКА НАРОБІТКУ МОБІЛЬНОЇ МАШИНИ ПО ВИКОНАНОЇ ДВИГУНОМ
МЕХАНІЧНОЇ РОБОТИ**

Запропоновано математичну модель й алгоритм розрахунку ефективної потужності роботи двигунів мобільних колісних машин. З використанням моделі й алгоритму розроблений бортовий вимірювально-реєстраційний комплекс для оцінки їхнього наробітку в процесі експлуатації.

Lebedev A.T., Podrygalo M.A., Polyansky A.S., Abramov D.B., Pletnev V.N., Teslya V.O.

**ESTIMATION OF LIFELENGTH OF THE MOBILE MACHINESFOR TNGINTS
FUNCTIONING IS OFFEREL**

The mathematical model and calculations algorithm of the efficient power of the mobile wheel machines engines functioning is offered. With use of this model and algorithm is designed the on-board measuring-registration complex for estimation of their lifelength in usage process.

УДК 621.936-61

Лебедев А.Т., д-р техн. наук; Шуляк М.Л.

**ВПЛИВ КОКСУВАННЯ СОПЛОВИХ ОТВОРІВ РОЗПИЛЮВАЧІВ
ФОРСУНОК ДВИГУНА ПРИ РОБОТІ НА АЛЬТЕРНАТИВНИХ
ВИДАХ ПАЛИВА НА ТЯГОВО-ЕНЕРГЕТИЧНІ ПОКАЗНИКИ МТА**

Вступ. Одним з засобів економії дизельного палива є використання сумішевих палив, де до дизельного палива в різних пропорціях додають метилові, або етилові ефіри рослинних олій (соняшникової, рапсової, соєвої та ін.), також відомо що альтернативні види палива мають більш швидкий темп коксування соплових отворів розпилювача форсунки. Виникає питання, як це вплине на основні тягово-енергетичні показники МТА.

Аналіз основних публікацій, досліджень. Ефективність роботи сільськогосподарського трактора при виконанні різних технологічних процесів визначається: паливною економічністю двигуна, продуктивністю роботи МТА, тяговим ККД трактора. За ГОСТ 7057-81 [1] рекомендується оцінювати потужності і тягово-зчіпні якості трактора по максимальній

тяговій потужності $N_{\text{тп}}$, покладеної за ГОСТ 18509-88 [2] в основу оцінки максимальної потужності двигуна $N_{\text{еп}}$ і тягового ККД трактора.

В роботі Сандомирського М.Г. [3] використання метилових ефірів ріпакової олії (МЕРО), як палива доцільно як суміш з дизельним паливом в пропорції до 10...15% з попереднім підігріванням палива до температури, приблизно, 70°C . Необхідно також для забезпечення техніко-економічних показників, близьких до показників чистого дизельного палива, провести удосконалення параметрів паливної апаратури. Також в роботі Сандомирського М.Г. вказано, що необхідно зробити висновок про термін служби елементів паливної апаратури до технічного обслуговування, це можна зробити тільки після тривалих експлуатаційних випробувань. Закоксовування соплових отворів розпилювачів – одна з найбільш важливих проблем, що стоять перед тракторною промисловістю і експлуатацією МТА.

В роботі Войтова В.А. [4] стверджується необхідність скоротити строки технічного обслуговування розпилювачів форсунок в наслідок за коксування, проте автор звертає увагу, що немає достовірних даних за характером залежностей зміни пропускної спроможності розпилювачів від часу напрацювання, для визначення яких необхідне проведення тривалих експлуатаційних випробувань.

Відповідно до п.2.6 ДСТУ ГОСТ 10578:2003, відхилення значення ефективного перетину або пропускної спроможності розпилювачів від номінального значення не повинно бути більш $\pm 6\%$ при перевірці на стенді постійного тиску, або $\pm 1,5\%$ при прокручуванні від секції паливного насосу високого тиску.

В роботі [5] запропонований метод прискорених безмоторних випробувань, який дозволяє змодельовати зміну темпу закоксовування соплових отворів розпилювача форсунки при роботі на різних видах палива, що суттєво прискорить отримання залежностей зміни ефективного прохідного перерізу та надасть можливість розробити технічні рекомендації з експлуатації дизелів.

Постановка задачі: отримати залежності зміни: кривої потужності, швидкості руху та паливо-економічних показників МТА, за умови зміни ефективного прохідного перерізу, внаслідок закоксовування соплових отворів розпилювача форсунки.

Основна частина. В роботі [5] була доведена залежність зміни прохідного перерізу соплових отворів розпилювача форсунки, від часу напрацювання в мотогодинах та вплив цього фактору на зменшення ефективної потужності дизельного двигуна і погіршення його паливно-економічних показників.

Ефективна потужність дизелем визначалась за формулою:

$$N_e = \frac{Q_n^p}{3600} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_e - P_{ц})} \cdot \mu \cdot \frac{\pi d^2 z}{4} \cdot \frac{\varphi_{en}}{\omega} \cdot \frac{\pi}{180} \cdot n \cdot \eta_e, \quad (1)$$

де Q_n^p – нижча теплота згоряння робочої суміші, $\frac{МДж}{кг}$; ρ – густина палива;

P_e – тиск впорску палива, Па; $P_{ц}$ – тиск газів в циліндрі, Па; μ - коефіцієнти витрати;

d – діаметр соплових отворів, м; z – кількість соплових отворів розпилювача; φ_{en} – тривалість впорскування, град. к.п.к.в.; ω – кутова швидкість, рад/с; n – кількість форсунок двигуна; η_e – ефективний ККД двигуна.

Для визначення темпу схильності альтернативних палив до коксування соплових отворів, без погіршення результатів, розроблений метод прискорених безмоторних досліджень, використовуючи [6] «Пристрій для прискореного визначення схильності альтернативних палив до коксування розпилювачів дизельних форсунок». В попередній роботі були наведені результати для трьох видів палива [5]. Та виникає питання, як на процес коксування вплине змішування цих палив в різних пропорціях, тому що саме сумішеві палива рекомендують к використанню в дизельних двигунах. Для відповіді була проведена серія випробуванні на сумішевих паливах на основі дизельного палива та етилового ефіру рапсової олії (ЕЕРО) (рис. 1) Бачимо що криві 5,6,7 – відповідно 10%, 20%, 30% ЕЕРО в сумішевому паливі, зберігають тенденцію к збільшенню темпу коксування та лінійності цього процесу. Можна стверджувати, що при збільшенні частки ЕЕРО в сумішевому паливі зменшується термін використання розпилювача форсунки без технічного обслуговування.

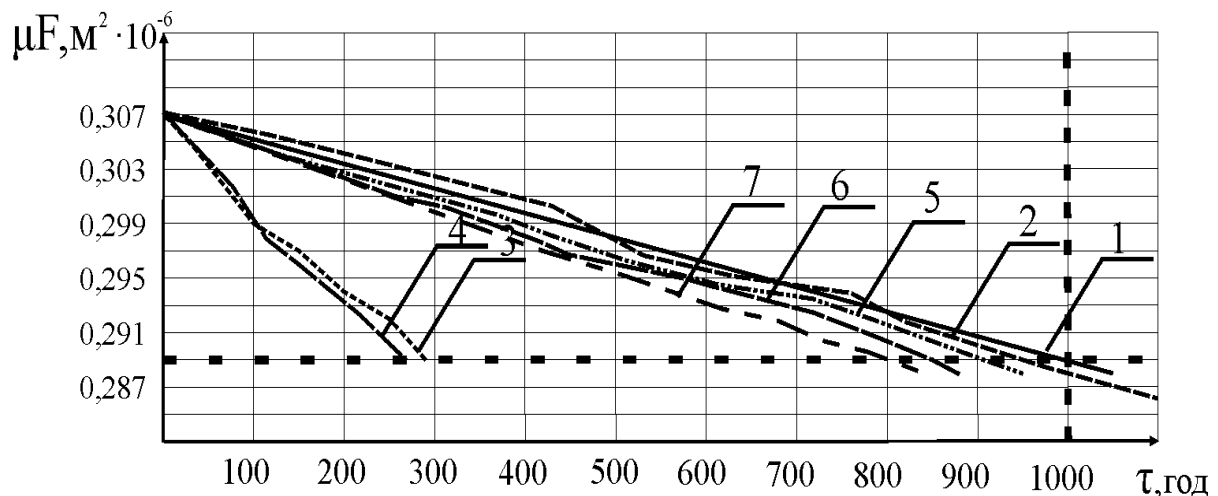


Рис. 1. Залежність зміни поперечного перерізу μF від часу τ експлуатації дизеля Д-240 на різних видах палива: згідно розрахунків 1 - на дизельному паливі;

згідно моделювання 2 - на дизельному паливі, 3 - на ЕЕРО, 4 - на МЕРО, 5 - на суміші ЕЕРО 10% + дизельне паливо 90%, 6 - на суміші ЕЕРО 20% + дизельне паливо 80%, 7 - на суміші ЕЕРО 30% + дизельне паливо 70%.

Для оцінки зменшення ефективної потужності двигуна під час експлуатації на альтернативних видах палива, запропоновано використовувати коефіцієнт Δ , значення якого отримані на основі експериментів та розраховуються за формулою:

$$\Delta = 1 - \frac{\mu F - \mu F'}{\mu F}, \quad (2)$$

де μF – ефективний переріз сопл. отворів розпилювача (новий розпилювач), м^2 ;
 $\mu F'$ – ефективний переріз сопл. отворів розпилювача (після експлуатації), м^2 .

В рівняння (1) вводимо коефіцієнт Δ отримаємо:

$$N_e = \frac{Q_n^p}{3600} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_v - P_u)} \cdot \Delta \cdot \mu \cdot \frac{\pi d^2 z}{4} \cdot \frac{\varphi_{en}}{\omega} \cdot \frac{\pi}{180} \cdot n \cdot \eta_e, \quad (3)$$

Δ – коефіцієнт, що враховує зміну ефективного перерізу соплових отворів розпилювача форсунки в наслідок коксування.

Як бачимо коефіцієнт Δ безпосередньо впливає на ефективну потужність дизеля, його використання в подальших розрахунках надає можливість спрогнозувати тенденції зміни ефективної потужності двигуна в процесі експлуатації та скорегувати термін технічного обслуговування.

Ефективна потужність дизелем визначалась за формулою:

$$N_e = \frac{Q_n^p}{3600} \cdot \Delta \cdot G_T \cdot \eta_e, \quad (4)$$

де Q_n^p – нижча теплота згоряння робочої суміші, $\frac{\text{МДж}}{\text{кг}}$; G_T – часова витрата палива, кг/год; η_e – ефективний ККД. двигуна; Δ – коефіцієнт, що враховує зміну ефективного перерізу соплових отворів розпилювача форсунки в наслідок коксування.

За формілою (2) відповідно до часу експлуатації в мотогодинах отримуємо значення коефіцієнту Δ для різних видів паливних сумішей (табл.1).

Таблиця 1

Значення коефіцієнта Δ для різних видів палива, в залежності від часу експлуатації в мотогодинах.

| Вид палива | Напрацювання в мотогодинах | | | | | | | | | |
|-----------------|----------------------------|-------|-------|---------|-------|-------|-------|-------|-------|---------|
| | 100 | 200 | 300 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 900 | 1000 |
| Дизельне паливо | 0,995 | 0,989 | 0,982 | 0,976 | 0,968 | 0,963 | 0,955 | 0,953 | 0,951 | (0,949) |
| ЕЕРО | 0,983 | 0,962 | 0,949 | (0,927) | | | | | | |

| | | | | | | | | | | |
|-------------------------|-------|-------|-------|---------|-------|-------|-------|---------|---------|---------|
| ДП 90% + ЕЕРО 10% | 0,992 | 0,985 | 0,979 | 0,972 | 0,965 | 0,961 | 0,953 | 0,951 | 0,949 | (0,941) |
| ДП 80% + ЕЕРО 20% | 0,990 | 0,983 | 0,975 | 0,969 | 0,962 | 0,958 | 0,950 | 0,944 | (0,938) | |
| ДП 70% + ЕЕРО 30% | 0,988 | 0,980 | 0,971 | 0,965 | 0,959 | 0,954 | 0,947 | (0,939) | | |
| МЕРО | 0,982 | 0,961 | 0,948 | (0,925) | | | | | | |

В таблиці в дужках наводяться значення коефіцієнта Δ , при яких ефективна потужність двигуна зменшиться більше, ніж допустима в межах зазначених ГОСТ 18509-88; подальша експлуатація двигуна призведе к суттєвому підвищенню витрати палива.

Треба також вивчити, яким чином зменшення ефективної потужності та збільшення питомої витрати палива буде впливати на тягово-енергетичні показники МТА, для цього розглянемо наступні формули.

Дотична сила тяги трактора визначається за формулою[7]:

$$P_{\text{дот}} = \frac{M_{\text{к}} \cdot i_{\text{кп}} \cdot i_0}{r_{\text{д}}} \cdot \eta_{\text{ТР}}, \quad (5)$$

де $M_{\text{к}}$ - крутний момент двигуна, Н·м; $i_{\text{кп}}$ – передаточне число коробки передач; i_0 – передаточне число головної передачі; $\eta_{\text{ТР}}$ – механічний ККД трансмісії;

$r_{\text{д}}$ –динамічний радіус ведучих коліс, м.

Крутний момент двигуна визначається за формулою[7]:

$$M_{\text{к}} = 9550 \cdot \frac{N_e}{n_{\text{д}}} = \frac{N_e}{\omega_{\text{д}}}, \quad (6)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна, кВт; $n_{\text{д}}$ – частота обертання валу двигуна, хв⁻¹; $\omega_{\text{д}}$ – кутова швидкість обертання колінчатого валу двигуна, рад/с.

Підставивши рівняння (6) в рівняння (5) отримаємо[7]:

$$P_{\text{дот}} = \frac{N_e \cdot i_{\text{кп}} \cdot i_0}{r_{\text{д}} \cdot \omega_{\text{д}}} \cdot \eta_{\text{ТР}}, \quad (7)$$

З рівняння видно, що ефективна потужність двигуна впливає на силу тяги трактора тобто її зменшення, в наслідок коксування, призведе до зменшення и сили тяги. В рівняння (7) вводимо коефіцієнт, що враховує зміну ефективного перерізу соплових отворів розпилювача форсунки в наслідок коксування, отримаємо:

$$P_{\text{дом}} = \frac{\Delta \cdot N_e \cdot i_{\text{кп}} \cdot i_0}{r_{\text{д}} \cdot \omega_{\text{д}}} \cdot \eta_{\text{ТР}}, \quad (8)$$

З рівняння тягового балансу трактора знаходимо гакову силу тяги[7]:

$$P_{\text{зак}} = P_{\text{дом}} - P_f \pm P_a \pm P_j, \quad (9)$$

де $P_{\text{дом}}$ – дотична сила тяги трактора, Н; $P_{\text{зак}}$ – гакове зусилля, яке реалізоване трактором, Н; P_f – сила опору коченню, Н; P_a P_a – сила опору підйому, Н; P_i – сили інерції, Н.

Сила опору кочення дорівнює[8]:

$$P = \gamma_{\text{ш}} \frac{G_i^3}{4\pi p_{\text{ш}}^2 r^3 r_c \left(\frac{\pi\alpha}{180^\circ} - \sin \alpha \right)}, \quad (10)$$

де G_i – вертикальне навантаження на і-е колесо, Н; $\gamma_{\text{ш}}$ – коефіцієнт пропорційності; $p_{\text{ш}}$ – тиск повітря в шині, Па; r – вільний радіус шини, м; r_c – радіус перерізу шини, м; α – кут обхвату шини ґрунтом, град.

Підставивши в рівняння (9) рівняння (8) та (10) отримаємо:

$$P_{\text{зак}} = \frac{\Delta \cdot N_e \cdot i_{\text{кп}} \cdot i_0}{r_{\text{д}} \cdot \omega_{\text{д}}} \cdot \eta_{\text{ТР}} - \gamma_{\text{ш}} \frac{G_i^3}{4\pi p_{\text{ш}}^2 r^3 r_c \left(\frac{\pi\alpha}{180^\circ} - \sin \alpha \right)}, \quad (11)$$

Кутова швидкість обертання колінчатого валу двигуна:

$$\omega_{\text{д}} = \frac{V_T \cdot i_{\text{ТР}}}{r_k}, \quad (12)$$

де V_T – теоретична швидкість руху, м/с; $i_{\text{ТР}}$ – передаточне число трансмісії; r_k – теоретичний радіус ведучих коліс, м.

Рівняння (11) матиме вигляд:

$$P_{\text{зак}} = \frac{\Delta \cdot N_e \cdot r_k}{r_{\text{д}} \cdot V_T} \cdot \eta_{\text{ТР}} - \gamma_{\text{ш}} \frac{G_i^3}{4\pi p_{\text{ш}}^2 r^3 r_c \left(\frac{\pi\alpha}{180^\circ} - \sin \alpha \right)}, \quad (13)$$

гакова потужність визначається за формулою [7]:

$$N_{зак} = P_{зак} \cdot V_T (1 - \delta), \quad (14)$$

де δ – буксування рушіїв, %;

Підставивши в рівняння (14) рівняння (13) отримаємо:

$$N_{зак} = \left[\Delta \cdot N_e \cdot \frac{r_K}{r_\partial} \cdot \eta_{mp} - \gamma_{ш} \frac{G_i^3}{4\pi p_{ш}^2 r^3 r_c \left(\frac{\pi\alpha}{180^\circ} - \sin \alpha \right)} \right] \cdot V_T \cdot (1 - \delta). \quad (15)$$

Використовуючи приведений розрахунок можна змоделювати, яким чином при збільшенні коксування соплових отворів розпилювача буде змінюватись гакова потужність та гакова сила тяги.

Як бачимо на (рис.2 а, б) – в залежності від часу експлуатації гакова потужність зменшується внаслідок коксування соплових отворів, для дизельного палива період зниження кривої потужності на 5% це 1000 мотогодин експлуатації (рис 2 а), для сумішевого палива (дизельне паливо 80% + ЕЕРО 20%), цей період зменшується до 865 годин експлуатації (рис.2 б). Для порівняння пунктирною лінією зображене початкове значення гакової потужності. При використанні альтернативних видів палива проводити технічне обслуговування треба раніше ніж для дизельного, бо подальша експлуатація може привести к суттєвому збільшенню витрати палива та зменшенню потужності, після досягнення границі вказаній в ГОСТ 18509-88[2], процес коксування йде більш стрімкими темпами і не має лінійного характеру для всіх видів палива та призведе до повного виходу з ладу паливної системи двигуна.

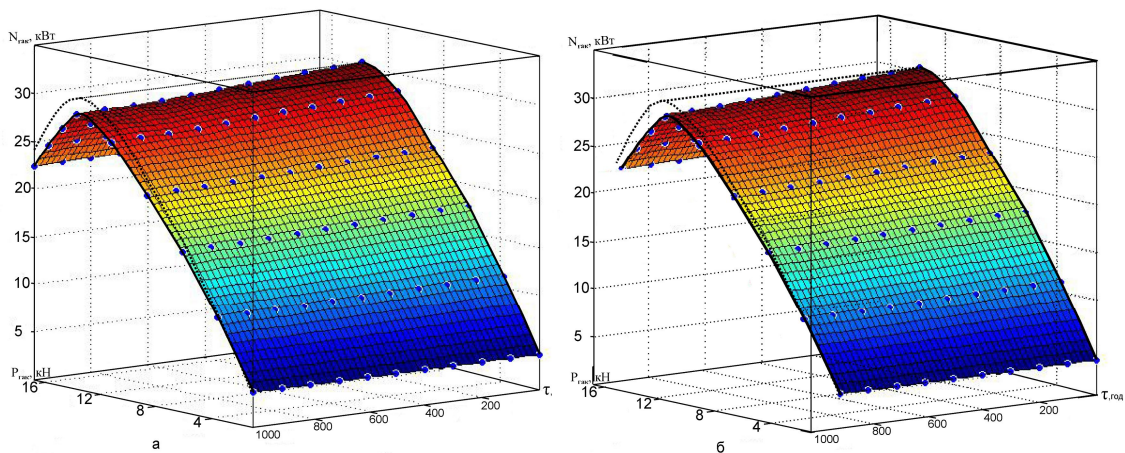


Рис. 2. Залежність зміни гакової потужності від часу експлуатації двигуна на різних видах палива: а – дизельне паливо, б – сумішеве паливо (80% дизельного палива + 20% ЕЕРО). $N_{зак}$ - гакова потужність; $P_{зак}$ - гакове зусилля, яке реалізоване трактором; τ - час експлуатації.

Використовуючи наведені вище формули та стендові випробування дизеля Д-240, що проводились на електричному стенді СТЭ-28-

ГОСНИТИ[5], будують тягові характеристики трактора МТЗ-80 (агрофон – поле під посів), за умови роботи з різним ступенем коксування соплових отворів розпилювача форсунки (рис.3).

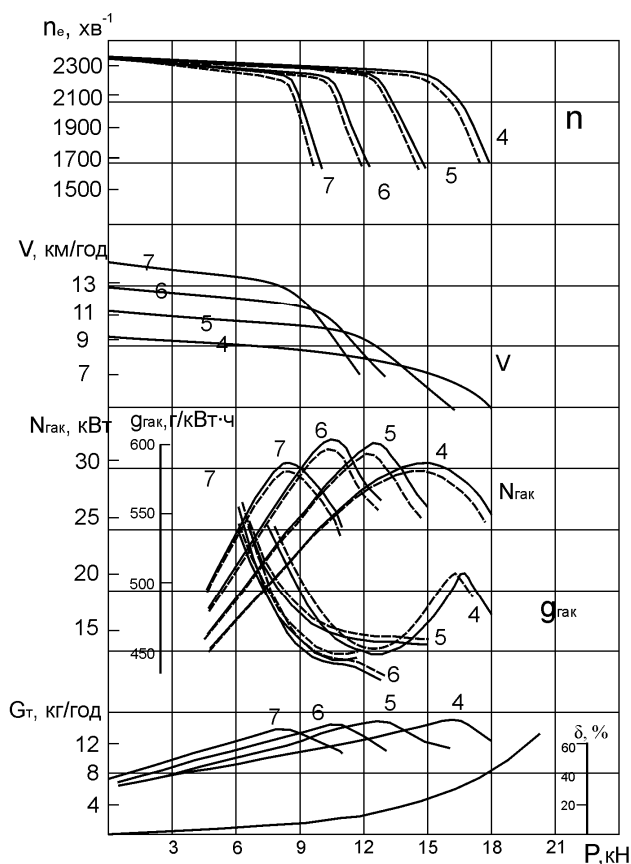


Рис. 3. Тягова характеристика трактора МТЗ – 80 (агрофон – поле під посів): n_e – оберти колінчатого валу двигуна; V – швидкість руху; $N_{гак}$ – гакова потужність; $g_{гак}$ – питома гакова витрата палива; G_t – часова витрата палива; δ – буксування (----- розпилювачі після 1000 мотогодин експлуатації).

Слід звернути увагу, як коксування впливає на гакову потужність (рис.3), при експлуатації двигуна 1000 мотогодин (пунктирна лінія) вона зменшується на 5,2%, а питома гакова витрата палива $g_{гак}$ збільшується на 6-7%, це призведе до погіршення тягово-енергетичних показників МТА. Для підтвердження цих припущень проведені польові випробування МТА в складі трактор МТЗ-80 + культиватор КОЗР 5,4 на агрофоні – поле під посів при виконанні суцільної культивації в технологічному процесі вирощування цукрового буряку (табл.2).

Таблиця. 2

Техніко-економічні показники машинно-тракторного агрегату в складі трактора МТЗ – 80 та культиватора КОЗР – 5,4

| Найменування показника | Значення | | | |
|------------------------|--|----|---|----|
| | Двигун трактора працює на дизельному паливі | на | Двигун трактора працює на сумішевому паливі | на |
| | | і | | і |
| | Двигун трактора працює на дизельному паливі | | Двигун трактора працює на сумішевому паливі | |
| | на | | на | |
| | і | | і | |
| | Двигун трактора працює на дизельному паливі та комплекті | | | |

| | комплекті нових розпилювачів | комплекті нових розпилювачів | розпилювачів з часом експлуатації 1000 мотогодин |
|--|------------------------------|------------------------------|--|
| Агрегат | МТЗ – 80 + КОЗР – 5,4 | | |
| Вид роботи | Передпосівна культивация | | |
| Тип ґрунту | чорнозем суглинистий | | |
| Рельєф | Плоский | | |
| Площа поля, га | 126 | | |
| Довжина гону, м | 1112 | | |
| Вологість ґрунту, % в шарах, 0-10 см | 13,6-17,5 | | |
| Твердість ґрунту, Н/см ² в шарах, 0-10 см | 124 | | |
| Ширина захвату: середня ширина захвату, см | 5400 | | |
| Робоча швидкість, км/ч | 7,0 | 7,0 | 6,9 |
| Продуктивність, га за 1 год. часу | 3,78 | 3,78 | 3,72 |
| Витрата палива на одиницю виконаної роботи, кг/га | 3,49 | 3,54 | 3,7 |
| Буксування рушіїв, % | 0,13 | 0,13 | 0,13 |
| Коефіцієнт використання номінальної потужності двигуна, % | 0,75 | 0,78 | 0,81 |
| Основні показники якості виконання технологічного процесу: | | | |
| Глибина обробки -середня, см | 4,0 | 4,0 | 4,0 |
| середнє квадратичне відхилення, см | 0,85 | 0,85 | 0,85 |

При роботі на біодизельному паливі продуктивність роботи залишилась не змінною, а витрата палива збільшилася на 1,5 %, завдяки використанню біодизельного палива вдалося завантажити двигун трактора на 78 %. При більш низькій ціні на біодизельне паливо, досягнутий ефект зниження вартості технологічного процесу на гектар виконаної роботи на 8,7. При використанні сумішевих палив необхідно розробити карту технічного обслуговування, з урахуванням зменшення терміну технічного обслуговування для розпилювачів форсунок, це зможе запобігти використанню розпилювачів, що за рахунок більш швидкого темпу коксування вже не задовольняють вимогам, які встановлені технічними вимогами.

Висновки: Вплив зміни ефективного прохідного перерізу на тягово-енргетичні показники, є суттєвим чинником, що впливає на ефективність роботи МТА. Без його урахування, особливо при використанні альтернативних видів палива, показники роботи яких вже гірші за дизельне паливо, можна суттєво погіршити паливно-економічні показники та зменшити продуктивність роботи МТА, що в багатьох сільськогосподарських операціях, обмежених агротехнічними строками, може призвести до часткової втрати врожаю. Цей факт може зменшити економічні підстави використання альтернативних видів палива, тому

потрібно при виборі оптимальних режимів роботи двигуна та технологічних операцій, враховувати не тільки різні фізико-хімічні властивості палив, а й зважати на більш швидкий темп коксування соплових отворів розпилювачів форсунок. Термін технічного обслуговування рекомендовано зменшити для розпилювачів форсунок при використанні сумішевого палива до: 925 мотогодин (ДТ90 % + ЕЕРО 10%); 865 мотогодин (ДТ 80% + ЕЕРО 20%); 785 мотогодин (ДТ 70 % + ЕЕРО 30%). Результати експлуатаційно-технологічних досліджень машинно-тракторного агрегату в складу трактор МТЗ – 80 + культиватор КОЗР – 5,4 показали зниження вартості технологічного процесу на гектар виконаної роботи на 8,7 %. Це дозволило отримати економічний ефект при виконанні даної операції в розмір 3,1 грн. на один гектар виконаної роботи. З урахуванням загального часу річної зайнятості одного трактора МТЗ – 80 на просапних роботах річний економічний ефект складе 1416,7 грн.

Література: 1. ГОСТ 7057-81. Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний. Введ. 28.04.1981. Государственный Совет СССР по стандартам. – М., 1985. – 25 с. 2. ГОСТ 18509-88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. Введ. 01.01.1991. Государственный Совет СССР по стандартам. – М., 1988. – 14 с. 3. Сандомирський М.Г. Результати випробування дизеля 4ЧН 12-14 на дизельному паливі і паливах рослинницького виду // Тракторна енергетика в рослинництві. – Х.: ХНТУСГ, 2009. – С. 121 – 125. 4. Войтов В.А., Даценко М.С., Карнаух М.Д., Сорокін С.П. Особливості експлуатації паливної апаратури дизелів сільськогосподарського призначення з використанням біологічного палива // Техніка і технології АПК. – 2010. – №1. – С. 13-18. 5. Шуляк М.Л. Вплив зміни прохідного перерізу соплових отворів розпилювача форсунок на показники двигуна при роботі на різних видах палива // Механізація сільськогосподарського виробництва. – Х.: ХНТУСГ, 2011. – С. 126 – 134. 6. Сандомирський М.Г., Мироненко Г.П., Шинкаренко В.О. Пристрій для прискореного визначення схильності альтернативних палив до коксування розпилювачів дизельних форсунок. Патент на корисну модель № 49126 України МПК (2009); заявл. 10.08.2009; опубл. 26.04.2010; Бюл. № 8. 7. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Чудаков Д.А. – М.: Колос, 1972. – 384 с. 8. Лебедев А.Т. Динамічна модель ґрунтообробних машинно-тракторних агрегатів з пасивними робочими органами у складі енергетичного засобу зі здвоєними шинами / Лебедев А.Т., Калінін Є.І. // Системи обробки інформації. – Х.: ХУПС. – 2010. – Вип. 2(83). – С. 109 – 115. 9. Шуляк М.Л. Оцінка ефективності роботи МТА при роботі двигуна на різних швидкісних режимах та різних видах палива // Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві. – Х.: ХНТУСГ, 2011. – С. 327 – 332.

Bibliography (transliterated): 1. GOST 7057-81. Traktory sel'skhozjajstvennyye. Metody ispytaniy. Vved. 28.04.1981. Gosudarstvennyj Sovet SSSR po standartam. – M., 1985. – 25 s. 2. GOST 18509-88. Dizeli traktornye i kombajnovye. Metody stendovyh ispytaniy. Vved. 01.01.1991. Gosudarstvennyj Sovet SSSR po standartam. – M., 1988. – 14 s. 3. Sandomir'skij M.G. Rezul'tati viprobuvannja dizelja 4ChN 12-14 na dizel'nomu palivi i palivah roslinnic'kogo vidu // Traktorna energetika v roslinnictvi. – H.: HNTUSG, 2009. – S. 121 – 125. 4. Vojtov V.A., Dacenko M.C., Karnauh M.D., Sorokin S.P. Osoblivosti ekspluatacii palivnoj aparatury dizeliv sil's'kogospodars'kogo priznachennja z vikoristannjam biologichnogo paliva // Tehnika i tehnologii APK. – 2010. – №1. – S. 13-18. 5. Shuljak M.L. Vpliv zmini prohidnogo pererizu soplovih otvoriv rozpiljuvacha forsunok na pokazniki dviguna pri roboti na riznih vidah paliva // Mehanizacija sil's'kogospodars'kogo virobnictva. – H.: HNTUSG, 2011. – S. 126 – 134. 6. Sandomir'skij M.G., Mironenko G.P., Shin-karenko V.O. Pristriy dlja priskorenogo viznachennja shil'nosti al'ternativnih

paliv do koksu-vannja rozpiljuvachiv dizel'nih forsunok. Patent na korisnu model' № 49126 Ukraïni MPK (2009); zajavl. 10.08.2009; opubl. 26.04.2010; Bjul. № 8. 7. Chudakov D.A. Osnovy teorii i rascheta traktora i avtomo-bilja / Chudakov D.A. – M.: Kolos, 1972. – 384 s. 8. Lebedev A.T. Dinamichna model' truntoobrobnih mashin-no-traktornih agregativ z pasivnimi robochimi organami u skladi energetichnogo zasobu zi zdvoeni-mi shinami / Lebedev A.T., Kalinin Є.I. // Sistemi obrobki informacii. – H.: HUPS. – 2010. – Vip. 2(83). – S. 109 – 115. 9. Shuljak M.L. Ocinka efekтивности roboti MTA pri roboti dviguna na riznih shvidkisnih rezhimah ta riznih vidah paliva // Resursozberigajuchi tehnologii, materialy ta obladnannja u remo-ntnomu virobnictvi. – H.: HNTUSG, 2011. – S. 327 – 332.

Лебедев А.Т., Шуляк М.Л.

**ВЛИЯНИЕ КОКСОВАНИЯ СОПЛОВЫХ ОТВЕРСТИЙ
РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ФОРСУНОК ДВИГАТЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА
АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ВИДАХ ТОПЛИВА НА ТЯГОВО-
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ МТА**

В статье получены зависимости изменения: крюковой мощности, скорости движения и топливо-экономических показателей МТА при условии изменения эффективного проходного сечения, в результате коксования сопловых отверстий распылителя форсунки.

Lebedêv A.T., Shulyak M.L.

**INFLUENCE OF COKING OF ENGINE SPRAYER NEBULIZER NOZZLES
OPENINGS ON TRACTIVE AND POWER INDEXES OF MTA
BY THE OPERATION WITH ALTERNATIVE KINDS OF FUEL**

Dependences of change are got in the article: to hook power, rate of movement and fuel-economic indexes of MTA, on condition of change of effective communicating section, as a result of coking of openings of nozzles of nebulizer of sprayer.

УДК 621.43.001.891.573

Пильова Т.К., канд. техн. наук

**ВИБІР ДВИГУНА АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ
ЗА ПАРАМЕТРАМИ ЙОГО ГОЛОВНОГО РОБОЧОГО ПОЛЯ**

Актуальність задачі. Український автомобільний ринок останнього десятиліття набув загальної тенденції інтенсивного розширення. За дев'ять місяців поточного року у порівнянні до відповідного періоду попереднього у країні зріс імпорт автотранспортної техніки більше, ніж на 20%. В той же час зростання випуску мобільних машин в Україні практично досягло 60% [1,2].

В процесі проектування, виконання доводочних робіт або під час удосконалення довірливих автотранспортних засобів завжди виникає проблема вибору та узгодження певної сукупності параметрів двигуна, трансмісії та автотранспортного засобу у цілому. Обов'язковою задачею тут є забезпечення їх високих паливно-економічних та екологічних показників [3]. Значною проблемою при цьому постає здійснення оптимізації техніко-економічних показників за певним інтегральним критерієм.

Значна увага при розробці інтегральних критеріїв якості сьогодні приділяється опрацюванню та застосуванню як експериментальних, так і розрахункових методів. Вважається, що і перші, і другі потребують свого удосконалення за своєю ефективністю.

Аналіз публікацій. Застосування відомих методів оптимізації початково передбачало пошук найкращого рішення для області вихідного проектного рішення, заснованого на використанні обраного зразка-прототипу або оригінальної технічної пропозиції. Але реалії останнього часу такі, що в умовах ринкової економіки споживач і проектувальник є більш вільними щодо прийняття рішень. Тому сьогодні для порівняння моделей-конкурентів часто використовують інтегральні критерії [4].

У роботі [3] на прикладі розв'язання задачі вибору оптимального двигуна для вантажного автомобіля, що проектується, запропоновано критерій питомих експлуатаційних витрат. Цей критерій враховує продуктивність автомобіля, експлуатаційні витрати, термін служби. Подальше компромісне рішення запропоновано знаходити з урахуванням критеріїв потужності двигуна, норм шкідливих викидів, вартості конструкції. В [5] нами запропоновано методику ранжирування конструкцій на основі інтегрального кількісного показника за сукупністю поданих часткових критеріїв якості. У відповідності до запропонованих алгоритмів [4,5] теоретично стає можливим автоматизація пошуку рішення. Найбільш складним питанням при цьому є визначення економічності двигунів та викидів ними шкідливих речовин.

Експериментальне визначення параметрів паливно-енергетичних та еколого-енергетичних полів двигунів задається вибором характеристик, обумовлених ГОСТ 14846-81; правилами ЄЕК ООН № 49, цикл ESC; правилами ЄЕК ООН № 96; стандартом ISO-8174-4 тощо. Однак у [4] справедливо відзначається, що при розв'язанні вказаної та ряду інших задач зручнішим є використання не дискретних даних, отриманих безпосередньо з експерименту, а застосування безперервних функціональних залежностей декількох змінних – рівнянь регресії. Останні дозволяють адекватно описувати експериментальні дані в області головних робочих режимів двигуна.

За думкою авторів роботи [4] практичну цінність застосування рівнянь регресії становить те, що вони надають можливість за значеннями швидкості руху, витрат палива та середнього передавального числа трансмісії автомобіля визначати середнє значення крутного моменту двигуна та його питомої ефективної витрати палива. Найбільш важливим при цьому є те, що формалізація паливно-енергетичного поля двигуна дозволяє формулювати і вирішувати задачі узгодження характеристик двигуна, трансмісії та автотранспортного засобу у цілому. Однак, на сьогодні не запропоновано методик порівняння якості конструкцій при використанні таких функцій.

Постановка задачі дослідження полягає у розробці методики порівняння якості головних робочих полів автомобільних двигунів на основі застосування рівнянь регресії.

Математична модель. У роботі [4] на основі застосування методу планування багатofакторних експериментів запропоновано здійснювати опис залежності питомої ефективної витрати палива двигуна від двох його параметрів – частоти обертання колінчастого вала (КВ) та навантаження.

Рівняння регресії другого порядку для двох параметрів виду

$$g_e = a_0 + a_1 \cdot x_1 + a_2 \cdot x_2 + a_{12} \cdot x_1 \cdot x_2 + a_{11} \cdot x_1^2 + a_{22} \cdot x_2^2 \quad (1)$$

отримують на основі застосування матриці центрального композиційного плану, де x_1 та x_2 – відповідно, кодовані частота обертання КВ та ефективна потужність:

$$x_1 = \frac{n - 0,5(n_{\max} + n_{\min})}{0,5(n_{\max} - n_{\min})}, \quad (2)$$

$$x_2 = \frac{N_e - 0,5(N_{e\max} + N_{e\min})}{0,5(N_{e\max} - N_{e\min})}, \quad (3)$$

Тут n , N_e – відповідно, дійсні значення частоти обертання КВ та ефективної потужності в характерній зоні досліджуваного енергетичного простору двигуна, а величини n_{\max} , n_{\min} , $N_{e\max}$, $N_{e\min}$ визначають розмір цього простору.

При розробці моделей експлуатації двигунів користуються відносними величинами частоти обертання КВ та потужності [6,7]:

$$\bar{n} = n / n_{\text{ном}}, \quad \bar{N}_e = N_e / N_{e\text{ном}}, \quad (4)$$

де $n_{\text{ном}}$, $N_{e\text{ном}}$ – параметри номінального режиму.

Перехід від відносних параметрів до кодованих може бути здійсненим на стадії розробки або використання моделі (1). Тоді у першому випадку вирази (2)-(3) перезаписуються як

$$x_1 = \frac{\bar{n} - 0,5(\bar{n}_{\max} + \bar{n}_{\min})}{0,5(\bar{n}_{\max} - \bar{n}_{\min})}, \quad (5)$$

$$x_2 = \frac{\bar{N}_e - 0,5(\bar{N}_{e\max} + \bar{N}_{e\min})}{0,5(\bar{N}_{e\max} - \bar{N}_{e\min})}, \quad (6)$$

а у другому набувають вигляду

$$x_1 = 2(\bar{n} - (1 + n_{\min}/n_{\max})) / (1 - n_{\min}/n_{\max}), \quad (7)$$

$$x_2 = 2(\bar{N}_e - (1 + N_{e\min}/N_{e\max})) / (1 - N_{e\min}/N_{e\max}). \quad (8)$$

У [4] головне робоче поле двигунів задано областю

$$\bar{n} \geq \bar{n}_{\min}, \bar{n}_{\min} = (0,43...0,48); \quad \bar{N}_e \geq \bar{N}_{e\min}, \bar{N}_{e\min} = 0,4. \quad (9).$$

Моделі експлуатації автомобільних двигунів налічують до 28 режимів [6]. З урахуванням (9) головне робоче поле двигунів відповідає характерним експлуатаційним режимам, наведеним у табл. 1.

Окрім відносної частоти обертання КВ та ефективної потужності кожен характерний експлуатаційний режим характеризується також відносним часом наробітку двигуна \bar{P} . Останній встановлюється як відношення дійсного наробітку на режимі за характерний період експлуатації двигуна до тривалості цього періоду.

В табл. 1 та на рис. 1 наведено значення параметру \bar{P} щодо експлуатації вантажного автомобіля в умовах міжміських перевезень (на шосе) та у місті. Видно, що час наробітку автомобіля на кожному з режимів у залежності від умов експлуатації суттєво відрізняється. При цьому відрізняється і кількість характерних режимів. Для експлуатації автомобіля на шосе їх кількість $i_{\max} = 14$, у місті – $i_{\max} = 11$.

Таблиця 1

Досліджуване поле навантажень автомобільних двигунів

| № режиму i | \bar{n} | \bar{N}_e | \bar{P} (шосе) | \bar{P} (місто) |
|--------------|-----------|-------------|------------------|-------------------|
| 1 | 0,55 | 0,504075 | 0,0068 | 0,0388 |
| 2 | 0,55 | 0,605 | 0,0718 | 0,1165 |
| 3 | 0,685 | 0,490803 | 0,0155 | 0,0112 |
| 4 | 0,685 | 0,627803 | 0,0205 | 0,0288 |
| 5 | 0,685 | 0,7535 | 0,2035 | 0,0365 |
| 6 | 0,8125 | 0,582156 | 0,0316 | 0,0029 |
| 7 | 0,8125 | 0,744656 | 0,0394 | 0,0064 |
| 8 | 0,8125 | 0,89375 | 0,2087 | 0,0101 |
| 9 | 0,9375 | 0,421875 | 0,0335 | 0,0055 |
| 10 | 0,9375 | 0,671719 | 0,022 | 0,0011 |
| 11 | 0,9375 | 0,859219 | 0,0273 | 0,002 |
| 12 | 0,915 | 0,96075 | 0,0824 | – |
| 13 | 1,0075 | 0,721874 | 0,0025 | – |
| 14 | 1,015 | 0,45675 | 0,0015 | – |

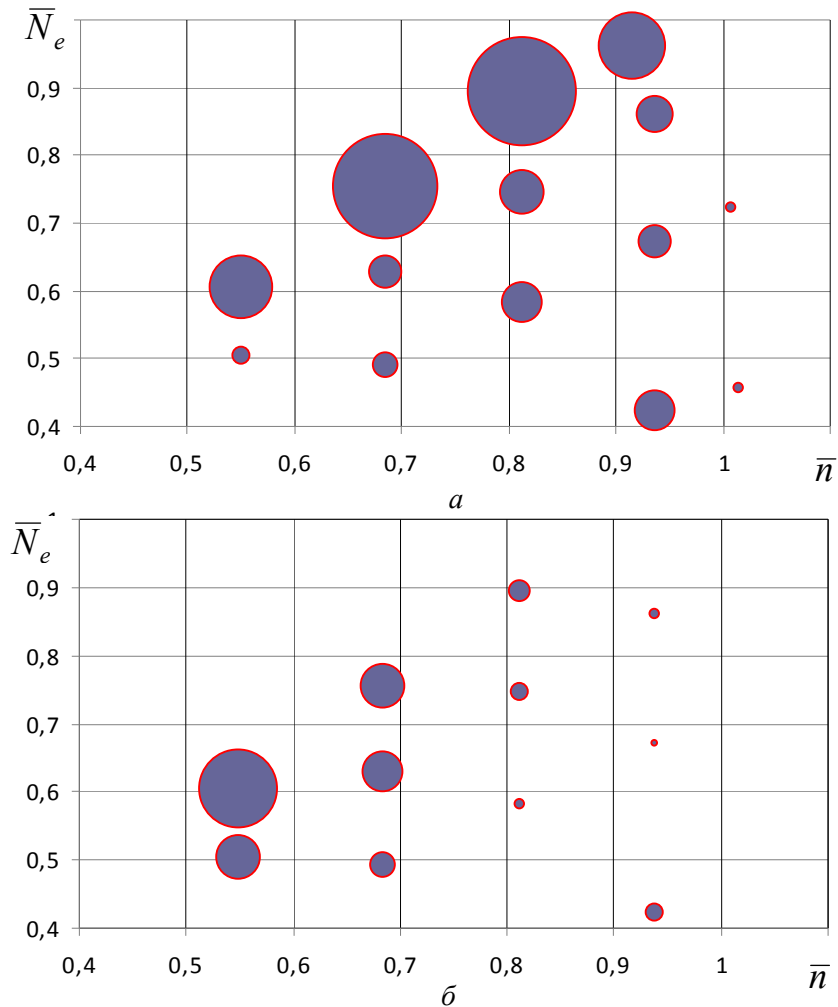


Рис. 1. Розподіл наробітку автомобільного двигуна за представницькими режимами його експлуатації на шосе (а) та у місті (б) в досліджуваному полі параметрів (відносний наробіток \bar{P} відповідає площі маркерів)

З урахуванням наведеного, паливно-енергетичний простір автомобіля можна характеризувати сукупністю характерних режимів експлуатації з режимними параметрами \bar{n}_i , \bar{N}_{ei} , питомою ефективною витратою палива g_{ei} , а також відносним часом наробітку на режимі \bar{P}_i ,

$$\Omega = \{\bar{n}_i, \bar{N}_{ei}, g_{ei}, \bar{P}_i\}, i = 1, 2, \dots, i_{\max}.$$

Останнє означає, що існує можливість оцінки якості безперервної функціональної залежності $g_e = f(\bar{n}, \bar{N}_e)$ за скаляром, який аналогічно до середньоексплуатаційної витрати палива визначає середньозважену його величину в означеному просторі параметрів,

$$g_{ecep} = \frac{\sum_{i=1}^{i_{\max}} (g_{ei} \cdot \bar{N}_{ei} \cdot \bar{P}_i)}{\sum_{i=1}^{i_{\max}} (\bar{N}_{ei} \cdot \bar{P}_i)}. \quad (10)$$

При цьому вираз (10) дозволяє здійснювати порівняння якості двигунів у певних умовах експлуатації, а також порівнювати ефективність застосування певного двигуна у різних умовах експлуатації на основі застосування відомого рівняння регресії (1) в обраному просторі параметрів Ω .

Результати дослідження. Оцінку якості паливно-енергетичного простору виконаємо для двигунів ЗИЛ-645 та Dietz F6L-413F щодо умов міжміських та міських перевезень. Інтервали варіювання факторного експерименту подано у табл. 2. Видно, що обраним для порівняння двигунів діапазоном зміни частоти обертання КВ та навантаження враховано основні режими роботи автомобільного двигуна.

Таблиця 2

Основні параметри автомобільних двигунів, що узяті для порівняльного аналізу

| Параметр | Двигун ЗИЛ-645 | Двигун Dietz F6L-413F |
|--|-------------------|--------------------------|
| Номінальна частота обертання КВ $n_{ном}, \text{хв}^{-1}$ | 2800 | 2500 |
| Частота обертання КВ максимального крутного моменту $n_{кр}, \text{хв}^{-1}$ | 1400 | 1500 |
| Інтервал інтерполяції за частотою обертання КВ: $n_{max}, \text{хв}^{-1}$ $n_{min}, \text{хв}^{-1}$ | 2800 1200 | 2500 1200 |
| Номінальна потужність $N_{eном}, \text{кВт}$ | 136 | 130 |
| Потужність на максимальному крутному моменті $N_{eкр}, \text{кВт}$ | 78,8 | 96,3 |
| Інтервал інтерполяції за потужністю: $N_{e max}, \text{кВт}$ $N_{e min}, \text{кВт}$ | 136 54,4 | 130 52 |

Коефіцієнти рівняння регресії виду [4], кг/(кВт·год),

$$g_e = 1000 / (a_0 + a_1 \cdot x_1 + a_2 \cdot x_2 + a_{12} \cdot x_1 \cdot x_2 + a_{11} \cdot x_1^2 + a_{22} \cdot x_2^2) \quad (11)$$

представлені у табл. 3.

Таблиця 3

Коефіцієнти рівнянь регресії головного робочого поля паливно-енергетичного простору порівнюваних двигунів

| Коефіцієнт | a_0 | a_1 | a_2 | a_{11} | a_{12} | a_{22} |
|--------------------------|---------|---------|--------|----------|----------|----------|
| Двигун ЗИЛ-645 | 4157,38 | -327,83 | 418,23 | -220,57 | 165,33 | -303,47 |
| Двигун Dietz F6L-413F | 4443,28 | -74,42 | 387,55 | -314,42 | 183,98 | -345,52 |

З урахуванням особливості будови моделі (11) та певної моделі експлуатації двигуна (табл. 1) при обчисленні середньозваженої витрати палива (10) кодований фактор x_1 визначався за виразом (7), а x_2 – за виразом (6).

На основі виконаних обчислень встановлено, що для двигуна ЗИЛ-645 при експлуатації автомобіля в умовах шосе маємо витрату палива $g_{e\text{сер}} = 0,239$ кг/(кВт·год), а при експлуатації в умовах міста – 0,234 кг/(кВт·год).

Аналогічні розрахунки для двигуна Dietz F6L-413F показали, що витрата палива при експлуатації автомобіля на шосе дорівнює 0,223 кг/(кВт·год), а у місті – 0,226 кг/(кВт·год).

У цілому видно, що за критерієм економічності застосування двигуна Dietz F6L-413F є більш доцільним з перевагою його використання при здійсненні міжміських перевезень.

У загальному випадку не виключається опис повного простору параметрів відповідно до повного поля режимів навантаження двигуна. Такий опис може бути виконано шляхом доповнення рівняння (1) з інтерполяційною областю (9) аналогічними рівняннями, що мають інтерполяційну область

$$\bar{n} < \bar{n}_{\min}, \bar{n}_{\min} = (0,43 \dots 0,48); \bar{N}_e < \bar{N}_{e\min}, \bar{N}_{e\min} = 0,4.$$

Остаточне рішення щодо якості конструкцій за інтегральним показником може бути прийнято за методикою [5]. При цьому виникає потреба у розробці аналогічних до (1) функцій еколого-енергетичного простору двигунів.

Висновок. Здійснено порівняння якості параметрів паливно-енергетичного простору автомобільних двигунів на основі застосування рівнянь регресії головного робочого поля двигуна. Достовірність результатів забезпечується співпадінням інтерполяційної області функцій та області основних експлуатаційних режимів роботи двигунів.

Пропонується застосування методики при вирішенні задач узгодження характеристик двигуна, трансмісії та автотранспортного засобу в цілому.

Подальший напрям робіт пов'язаний з отриманням функцій еколого-енергетичного простору двигунів для виконання інтегральних оцінок якості конструкцій при їх ранжируванні.

Література: 1. Украина. Обзор авторынка 2011 года. [Электронный ресурс]. – Режим доступа <http://autoconsultant.com.ua/ukrainnews/view/4431/>. 2. Эксперт: В 2011 году украинский авторынок перешагнет отметку в 200 тысяч проданных машин. [Электронный ресурс]. – Режим доступа <http://korrespondent.net/business/auto/1261039-ekspert-v-2011-godu-ukrainskij-avtorynok-pereshagnet-otmetku-v-200-tysyach-prodannyh-mashin>. 3. Фасхиев Х.А., Шишменцева Т.А., Шайхутдинов И.Ф. Оптимизация технико-экономических показателей АТС по интегральному критерию // Автомобильная промышленность. – 2005. – № 5. – С. 6-9. 4. Трёмбовельский Л.Г. Математические модели главных рабочих полей ДВС // Автомобильная промышленность. – 2009. – № 4. – С. 10-13. 5. Пылева Т.К. Многокритериальная оптимизация технико-экономических показателей автотранспортного средства // Вісник НТУ «ХПИ». – Харків: НТУ «ХПИ», 2006. – №26 – С. 166-169. 6. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. – Х.: НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с. 7. Пылева Т.К. Особенности нестационарных моделей эксплуатации энергонасыщенных колесных и гусеничных машин // Механіка та машинобудування. – 2007. – №1. – С.132-141.

Bibliography (transliterated): 1. Ukraina. Obzor avtorynka 2011 goda. [Elektronnij resurs]. – Rezhim dostupu <http://autoconsultant.com.ua/ukrainnews/view/4431/>. 2. Jekspert: V 2011 godu ukrainskij avtorynok pereshagnet otmetku v 200 tysjach prodannyh mashin. [Elektronnij resurs]. – Rezhim dostupu <http://korrespondent.net/business/auto/1261039-ekspert-v-2011-godu-ukrainskij-avtorynok-pereshagnet-otmetku-v-200-tysyach-prodannyh-mashin>. 3. Fashiev H.A., Shishmenceva T.A., Shajhutdinov I.F. Optimizacija tehniko-ekonomicheskij pokazatelej ATS po integral'nomu kriteriju //

Avtomobil'naja promyshlennost'. – 2005. – № 5. – S. 6-9. 4. Trembovel'skij L.G. *Matematicheskie modeli glavnyh rabochih polej DVS // Avtomobil'naja promyshlennost'*. – 2009. – № 4. – S. 10-13. 5. Pyleva T.K. *Mnogokriterial'naja optimizacija tehniko-jekonomicheskikh pokazatelej avtotransportnogo sredstva // Visnik NTU «HPI»*. – Harkiv: NTU «HPI», 2006. – №26 – S. 166-169. 6. Parsadanov I.V. *Povyshenie kachestva i konkurentosposobnosti dizelej na osnove kompleksnogo toplivno-jekologicheskogo kriterija*. – H.: NTU «HPI», 2003. – 244 s. 7. Pyleva T.K. *Osobennosti nestacionarnyh modelej jekspluatacii jenergonasywennyh kolesnyh i gusenichnyh mashin // Mehanika ta mashinobuduvannja*. – 2007. – №1. – С.132-141.

Пылева Т.К.

ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ АВТОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ПО ПАРАМЕТРАМ ЕГО ГЛАВНОГО РАБОЧЕГО ПОЛЯ

Проведено сравнение качества параметров топливно-энергетического пространства автомобильных двигателей с использованием уравнений регрессии главного рабочего поля двигателя. Данный подход может быть применен при решении задач согласования характеристик двигателя, трансмиссии и автотранспортного средства в целом.

Pylyova T.K.

CHOOSING OF VEHICLE ENGINE WITH THE PARAMETERS OF HIS MAIN OPERATIONAL FIELD

Comparison of the quality parameters of automobile engines' fuel-energy space is realized. The regression equations of the main operational field of the engine are applied. This approach is able to be used for solving of the specifications of the engine, the transmission and the vehicle harmonization problem.

УДК 629.083

Подригало М.А., д-р техн. наук; Назаров В.И.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОЧЕРЕДНОСТИ БЛОКИРОВАНИЯ КОЛЕС В РАЗЛИЧНЫХ ФАЗАХ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Проведено исследование влияния скачкообразного изменения вертикальных реакций на колесах, вызванного блокированием колес, на характер протекания фаз процесса торможения автомобиля.

Постановка проблемы. Динамика процесса торможения автомобиля исследована достаточно глубоко в отечественной и зарубежной литературе. Определены фазы процесса торможения, характеризующиеся определенным сочетанием заблокированных и незаблокированных колес различных осей. Однако в известных исследованиях не учтен скачкообразный характер изменения вертикальных нагрузок на оси автомобиля при блокировании колес, приводящий к появлению новых, ранее не исследованных явлений.

Анализ последних достижений и публикаций. В работе [1] определены три фазы процесса торможения двухосного автомобиля:

- при незаблокированных колесах (1-я фаза);
- при заблокированных колесах одной из осей (2-я фаза);
- при всех заблокированных колесах (3-я фаза).

При одновременном блокировании всех колес 2-я фаза отсутствует. Наилучшим с позиций обеспечения высокой эффективности торможения, устойчивости и управляемости автомобиля является режим торможения в 1-й фазе.

В идеальном случае торможение должно происходить на границе 1-ой и 2-ой фаз. При одновременном доведении до грани блокирования всех колес. В этом случае торможение происходит с максимальной эффективностью, поскольку полностью реализуется сцепной вес автомобиля при максимальном значении коэффициента сцепления колес дорогой (причем, на всех колесах).

Предложенный в работе Е.А. Чудакова [2] и названный идеальным закон распределения тормозных сил между осями

$$\beta_{uo} = \frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L}, \quad (1)$$

где b - расстояние от задней оси до проекции центра масс на горизонтальную плоскость; L - продольная колесная масса автомобиля; h - высота центра масс автомобиля;

φ - коэффициент сцепления колес с дорогой; по замыслу автора обеспечивает одновременное доведение до грани блокирования и блокирование всех колес автомобиля.

Нами определено [3], что понятия «одновременное доведение до грани блокирования» и «одновременное блокирование» колес автомобиля не являются идентичными. Одновременное доведение передних и задних колес двухосного автомобиля до грани блокирования возможно при следующем законе распределения тормозных сил между осями (при «жестких» колесах)

$$\beta'_{uo} = \frac{b}{L} + \varphi \frac{h - r_{cs}}{L}, \quad (2)$$

где r_{cs} - свободный радиус колеса.

На рис. 1 приведены графики зависимостей (1) и (2).

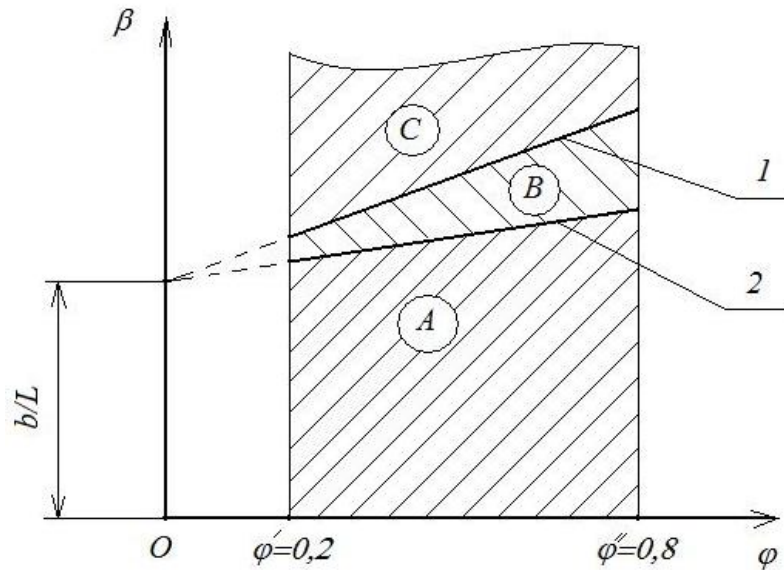


Рис.1. Зависимости идеального коэффициента распределения тормозной силы на переднюю ось от коэффициента сцепления колес с дорогой: 1 – зависимость (1); 2 – зависимость (2); А – зона опережающего доведения до грани блокирования задних колес; В и С – зоны опережающего доведения до грани блокирования передних колес; φ' , φ'' – минимальное и максимальные значения коэффициентов сцепления колес с дорогой.

Зона А на рис. 1 соответствует массиву значений действительного коэффициента β_0 распределения тормозной силы на переднюю ось, при которых первыми будут доведены до грани блокирования задние колеса автомобиля. В зонах В и С значений β_0 первыми до грани блокирования будут доведены передние колеса.

Цель и постановка задачи исследования. Целью исследования является определение очередности блокирования колес в различных фазах процесса торможения при скачкообразном изменении вертикальных реакций на колесах, вызванных блокированием колес автомобиля.

Для достижения заданной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить вертикальные реакции дороги на передних и задних колесах при различном сочетании заблокированных и незаблокированных колес автомобиля;
- определить очередность блокирования колес, соответствующую различным фазам процесса торможения автомобиля.

Определение вертикальных реакций на осях. Предположим, что передние и задние колеса одновременно достигли предела блокирования. Суммарные вертикальные реакции на осях в этом случае

$$R_{z1} = G_a \left(\frac{b}{L} + \varphi \cdot \frac{h - r_{св}}{L} \right), \quad (3)$$

$$R_{z_2} = G_a \left(\frac{b}{L} - \varphi \cdot \frac{h - r_{c\phi}}{L} \right), \quad (4)$$

где R_{z_1} , R_{z_2} - суммарные динамические вертикальные реакции на передней и задней осях автомобиля; G_a - общий вес автомобиля.

При блокировании любых колес (передних или задних) вертикальная нагрузка на передней оси резко возрастает, а на задней – снижается. В этом случае передние колеса разблокируются, поскольку

$$\varphi R_{z_1} > P_{T_1}, \quad (5)$$

а задние остаются заблокированы вследствие того, что

$$\varphi R_{z_2} < P_{T_2}, \quad (6)$$

P_{T_1} , P_{T_2} - суммарные тормозные силы на передней и задней осях соответственно.

При незаблокированных колесах суммарные динамические вертикальные реакции на осях можно определить как

$$R_{z_1} = G_a \cdot \frac{b}{L} + P_{T_1} \cdot \frac{h - r_{c\phi}}{L} + P_{T_2} \cdot \frac{h - r_{c\phi}}{L}, \quad (7)$$

$$R_{z_2} = G_a \cdot \frac{a}{L} - P_{T_1} \cdot \frac{h - r_{c\phi}}{L} - P_{T_2} \cdot \frac{h - r_{c\phi}}{L}. \quad (8)$$

где a - расстояние от передней оси до проекции центра масс на горизонтальную плоскость.

При блокировании передних колес

$$P_{T_1} = \varphi R_{z_1}, \quad (9)$$

и выражения (7), (8) преобразуются к виду

$$R_{z_1} = G_a \cdot \frac{b}{L} + \varphi R_{z_1} \cdot \frac{h}{L} + P_{T_2} \cdot \frac{h - r_{c\phi}}{L}, \quad (10)$$

$$R_{z_2} = G_a \cdot \frac{a}{L} - \varphi R_{z_1} \cdot \frac{h}{L} - P_{T_2} \cdot \frac{h - r_{c\phi}}{L}. \quad (11)$$

Учитывая, что

$$R_{z_1} = G_a - R_{z_2}, \quad (12)$$

преобразуем выражения (10) и (11)

$$R_{z_1} = \frac{G_a \frac{b}{L} + P_{T_2} \frac{h-r_{c\phi}}{L}}{1 - \varphi \cdot \frac{h}{L}}, \quad (13)$$

$$R_{z_2} = \frac{G_a \left(\frac{a}{L} - \varphi \cdot \frac{h}{L} \right) - P_{T_2} \frac{h-r_{c\phi}}{L}}{1 - \varphi \cdot \frac{h}{L}}. \quad (14)$$

При заблокированных передних колесах и доведении задних колес до грани блокирования справедливо соотношение

$$P_{T_2} = \varphi R_{z_2}. \quad (15)$$

После подстановки (15) в (13) и (14) получим с учетом соотношения (12)

$$R_{z_1} = G_a \frac{\frac{b}{L} + \varphi \frac{h-r_{c\phi}}{L}}{1 - \varphi \cdot \frac{r_{c\phi}}{L}}, \quad (16)$$

$$R_{z_2} = G_a \frac{\frac{a}{L} - \varphi \frac{h}{L}}{1 - \varphi \cdot \frac{r_{c\phi}}{L}}. \quad (17)$$

Очевидно, что отношения R_{z_1}/G_a и R_{z_2}/G_a будут равны, соответственно, коэффициентам распределения суммарных касательных реакций между передней и задней осями автомобиля, соответствующих торможению с передними заблокированными колесами и задними, находящимися на грани блокирования

$$\beta'_x = \frac{\frac{b}{L} + \varphi \frac{h-r_{c\phi}}{L}}{1 - \varphi \cdot \frac{r_{c\phi}}{L}}, \quad (18)$$

$$1 - \beta'_x = \frac{\frac{a}{L} - \varphi \frac{h}{L}}{1 - \varphi \cdot \frac{r_{c\phi}}{L}}. \quad (19)$$

При блокировании задних колес справедливо соотношение (15) и выражения (7) и (8) примут вид

$$R_{z_1} = G_a \cdot \frac{b}{L} + P_{T_1} \cdot \frac{h-r_{c\phi}}{L} + \varphi R_{z_2} \cdot \frac{h}{L}, \quad (20)$$

$$R_{z_2} = G_a \cdot \frac{a}{L} - P_{T_1} \cdot \frac{h - r_{ce}}{L} - \varphi R_{z_2} \cdot \frac{h}{L}, \quad (21)$$

или, проведя преобразования, получим, с учетом соотношения (12)

$$R_{z_1} = \frac{G_a \left(\frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L} \right) + P_{T_1} \cdot \frac{h - r_{ce}}{L}}{1 + \varphi \cdot \frac{h}{L}}, \quad (22)$$

$$R_{z_2} = \frac{G_a \frac{a}{L} - P_{T_2} \cdot \frac{h - r_{ce}}{L}}{1 + \varphi \cdot \frac{h}{L}}. \quad (23)$$

При доведении передних колес до грани блокирования выполняется равенство (9), и выражения (22) и (23) преобразуются

$$R_{z_1} = G_a \frac{\frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L}}{1 + \varphi \cdot \frac{r_{ce}}{L}}, \quad (24)$$

$$R_{z_2} = G_a \frac{\frac{a}{L} - \varphi \cdot \frac{h - r_{ce}}{L}}{1 + \varphi \cdot \frac{r_{ce}}{L}}. \quad (25)$$

Коэффициенты распределения суммарных касательных реакций между осями для данного случая

$$\beta_x'' = \frac{R_{z_1}}{G_a} = \frac{\frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L}}{1 + \varphi \cdot \frac{r_{ce}}{L}}, \quad (26)$$

$$1 - \beta_x'' = G_a \frac{\frac{a}{L} - \varphi \cdot \frac{h - r_{ce}}{L}}{1 + \varphi \cdot \frac{r_{ce}}{L}}. \quad (27)$$

При всех заблокированных колесах суммарные динамические вертикальные реакции на осях определяются известными [1, 2] зависимостями

$$R_{z_1} = G_a \left(\frac{b}{L} + \varphi \cdot \frac{h}{L} \right), \quad (28)$$

$$R_{z_2} = G_a \left(\frac{a}{L} - \varphi \frac{h}{L} \right). \quad (29)$$

Коэффициент распределения касательных реакций между осями β_x''' в данном случае определяется зависимостью (1), т.е.

$$\beta_x''' = \beta_{uo} \quad (30)$$

Обоснование полученных научных результатов. На рис. 2 приведены графики зависимостей $\beta_{uo}(\varphi)$, $\beta_{uo}'(\varphi)$, $\beta_x'(\varphi)$, $\beta_x''(\varphi)$. Как уже отмечалось, следует различать понятия «одновременное доведение до грани блокирования» и «одновременное блокирование» колес. На рис. 1 показаны зоны опережающего доведения до грани блокирования задних колес (зона *A*) и опережающего доведения до грани блокирования передних колес (зоны *B* и *C*). Зона опережающего блокирования задних колес на рис. 2 находится ниже кривой $\beta_x'(\varphi)$ (зона *D*). При $\beta_o > \beta_x'(\varphi)$ (зона *E*) происходит опережающее блокирование передних колес.

Блокирование колес одной из осей характеризует начало 2-ой фазы процесса торможения. Вторая фаза характеризуется торможением автомобиля с заблокированными колесами одной оси и незаблокированными колесами другой. При достижении границ 2-ой и 3-ей фаз торможения происходит блокирование колес второй оси, которые ранее были не заблокированы. При блокировке колес любой оси (передней или задней) происходит резкое (скачкообразное) уменьшение суммарной вертикальной динамической реакции на колесах задней оси и соответствующее увеличение реакции на колесах передней оси.

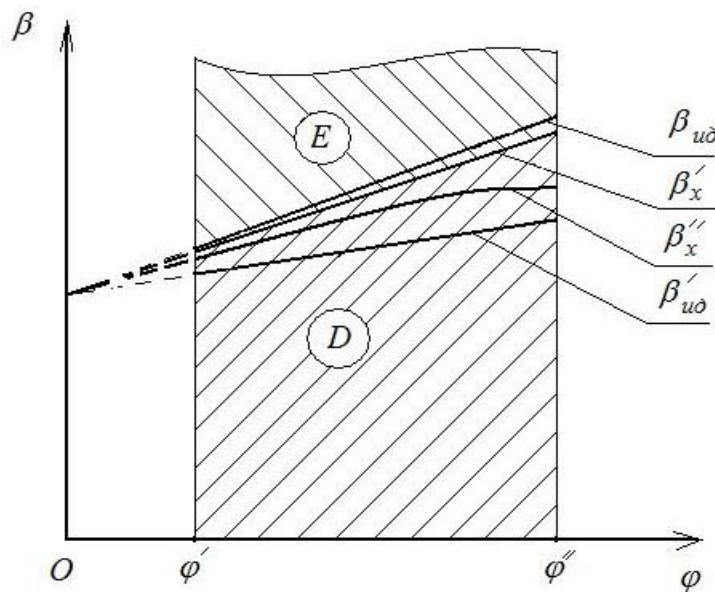


Рис.2. Зависимость коэффициентов $\beta(\varphi)$ распределения тормозной силы на переднюю ось от коэффициента сцепления колес с дорогой: *D* – зона опережающего блокирования задних колес; *E* – зона опережающего блокирования передних колес.

При опережающем блокировании задних колес на границе 1-ой и 2-ой фаз после блокировки передних колес на границе 2-ой и 3-ей фаз происходит еще большее уменьшение вертикальной нагрузки на задние

колеса. Поэтому в 2-ой и 3-ей фазе происходит торможение автомобиля со всеми заблокированными колесами.

При опережающем блокировании передних колес на границе 1-ой и 2-ой фаз после блокировки задних колес происходит резкое уменьшение вертикальной нагрузки на последние и увеличение указанной нагрузки на передние колеса.

Разблокирование передних колес после блокирования задних возможно в случае

$$\Delta R_{z_1} > 0, \quad (31)$$

где ΔR_{z_1} - изменение вертикальной нагрузки на передние колеса после блокирования задних колес автомобиля,

$$\Delta R_{z_1} = R_{z_1}^* - R_{z_1}^{**}, \quad (32)$$

где $R_{z_1}^*$ - суммарная динамическая вертикальная реакция на колесах задней оси и незаблокированных передних колесах;

$$R_{z_1}^* = G_a \cdot \frac{b}{L} + P_{T_1} \cdot \frac{h - r_{ce}}{L} + P_{T_2} \cdot \frac{h}{L}, \quad (33)$$

где $R_{z_1}^{**}$ - суммарная динамическая вертикальная реакция на колесах передней оси при заблокированных передних и незаблокированных задних колесах,

$$R_{z_1}^{**} = G_a \cdot \frac{b}{L} + P_{T_1} \cdot \frac{h}{L} + P_{T_2} \cdot \frac{h - r_{ce}}{L}. \quad (34)$$

Таким образом,

$$\Delta R_{z_1} = \frac{r_{ce}}{L} (P_{T_2} - P_{T_1}) > 0. \quad (35)$$

На границе 2-ой и 3-ей фаз при разблокировании передних колес справедливы соотношения

$$P_{T_1} = \beta_x'' \cdot P_T = \beta_x'' \cdot \varphi G_a, \quad (36)$$

$$P_{T_2} = (1 - \beta_x'') \cdot P_T = (1 - \beta_x'') \cdot \varphi G_a, \quad (37)$$

где P_T - общая тормозная сила автомобиля.

Для данного случая

$$P_{T_1} = G_a \varphi. \quad (38)$$

Подставляя выражения (36), (37), (38) в неравенство (35), получим

$$G_a \varphi \frac{r_{ce}}{L} (1 - 2\beta_x'') > 0. \quad (39)$$

Неравенство (39) справедливо при $\beta_x'' < 0,5$.

В работе [3] нами доказано, что $\beta_x'' > \beta_x'$ при $\beta_x'' < 0,5$. Таким образом, в этом случае на границе 2-ой и 3-ей фаз после блокирования задних колес произойдет разблокирование передних. В этом случае граница 3-ей фазы по времени будет достигнута позже. Можно сказать о том, что 2-ая фаза будет состоять из двух временных промежутков – 2а и 2б (рис. 3). В промежутке 2а торможение будет происходить с заблокированными передними и незаблокированными задними колесами. В промежутке времени 2б торможение будет происходить с заблокированными задними и незаблокированными передними колесами.

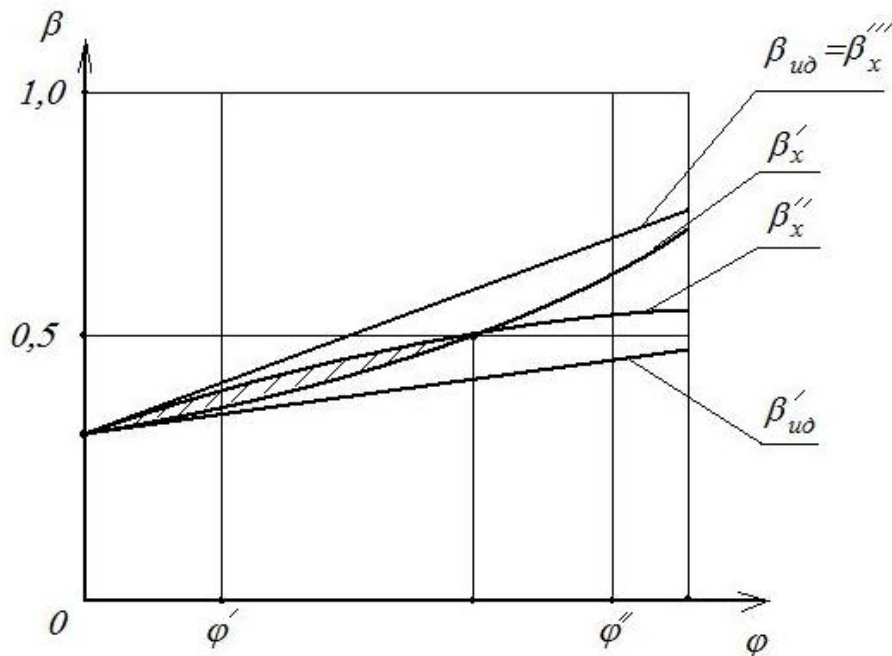


Рис.3. Зона, в которой возможно разделение фазы 2 на временные промежутки 2а и 2б (заштрихована)

При невыполнении условия (39) на границе 2-ой и 3-ей фаз после блокировки задних колес передние колеса останутся заблокированными.

С учетом выражения (26) определим

$$\beta_x'' = \frac{\frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L}}{1 + \varphi \cdot \frac{r_{ce}}{L}} < 0,5. \quad (40)$$

Из неравенства (40) получим

$$\frac{b}{L} < 0,5(1 + \varphi \cdot \frac{r_{ce}}{L}). \quad (41)$$

Таким образом, разделение фазы 2 на промежутки 2а и 2б возможно при выполнении условия (41).

Следует обратить внимание на то, что при блокировании колес любой из осей (передней или задней) происходит скачкообразное уменьшение вертикальной нагрузки на заднюю ось автомобиля. Соответственно, при разблокировании колес эта нагрузка возрастает. Не является ли увеличение вертикальной нагрузки на заднюю ось при разблокировании колес той самой причиной, вызывающей повышение устойчивости движения автомобиля при торможении с антиблокировочной системой?

Выводы.

1. Полученные зависимости позволяют определить суммарные вертикальные динамические реакции на колесах передней и задней осей в различных фазах торможения автомобиля.

2. Уточнены границы различных фаз торможения автомобиля с учетом резкого (скачкообразного) изменения вертикальной нагрузки на колеса при блокировании колес. При блокировании любых колес вертикальная нагрузка на задние колеса скачкообразно уменьшается, а на передние – увеличивается.

3. При смещении центра масс к задней оси автомобиля возможна ситуация, при которой на границе 2-ой и 3-ей фаз торможения происходит блокирование задних колес и разблокирование передних. Вторая фаза процесса торможения в этом случае состоит из двух временных промежутков:

- при заблокированных передних колесах и незаблокированных задних;
- при разблокированных передних и заблокированных задних колесах.

4. Возможной причиной повышения курсовой устойчивости автомобиля при торможении автомобиля с антиблокировочной системой является скачкообразное увеличение вертикальной нагрузки на заднюю ось при разблокировании колес.

Литература: 1. Булгаков Н.А. Исследование динамики торможения автомобиля / Н.А. Булгаков, А.Б. Гредескул, С.И. Ломака // Научное сообщение №18. – Харьков: Изд-во Харьковского государственного университета. -1962. -36 с. 2. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. – М.: МАШГИЗ, 1950. -343с. 3. Подригало М.А. Влияние распределения тормозных сил между осями на фазы процесса торможения автомобиля при эксплуатации / М.А. Подригало, В.И. Назаров. // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2011. - №1. – с. 77-88.

Bibliography (transliterated): 1. Bulgakov N.A. Issledovanie dinamiki tormozhenija avtomobilja / N.A. Bulgakov, A.B. Gredeskul, S.I. Lomaka // Nauchnoe soobwenie №18. – Har'kov: Izd-vo Har'kovskogo gosudarstvennogo universiteta. -1962. -36 s. 2. Chudakov E.A. Teorija avtomobilja / E.A. Chudakov. – M.: MASHGIZ, 1950. -343s. 3. Podrigalo M.A. Vlijanie raspredelenija

tормозных сил между осями на фазы процесса торможения автомобиля при эксплуатации / M.A. Podrigalo, V.I. Nazarov. // Visnik Donec'koї akademii avtomobi-l'nogo transportu. – 2011. - №1. – s. 77-88.

Подригало М.А., Назаров В.І.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОРЯДКУ БЛОКУВАННЯ КОЛІС У РІЗНИХ
ФАЗАХ
ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ ПІД ЧАС
ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Проведено дослідження впливу скачкоподібної зміни вертикальних навантажень на колесах, викликаних блокуванням коліс, на характер протікання фаз процесу гальмування автомобіля.

Podryhalo M., Nazarov V.

INVESTIGATION OF ORDER OF WHEELS BLOCKING AT DIFFERENT
PHASES
OF VEHICLES BRAKING PROCESS AT ITS OPERATION

The investigation concerning the effect of discontinuous change of vertical reactions on the wheels caused by wheels blocking on the type of behavior of vehicles braking process phases is carried out.

УДК 629.083

*Полянский А.С., д-р техн. наук; Эллис С.В., канд. техн. наук
Молодан А.А., канд. техн. наук*

**ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ НОВЫХ И ОТРЕМОНТИРОВАННЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ В ПЕРИОД ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Постановка проблемы. Повышение качества ремонта автотракторных двигателей является одним из важнейших условий их эффективного использования. Раскрытие связей между факторами, формирующими уровень качества ремонта, является основой оценки и прогнозирования их послеремонтного ресурса. Усложнение конструкции машин обуславливает высокие требования к их надежности как по одному из важнейших параметров качества. Однако, в условиях реальной эксплуатации, как и раньше, надежность составляет 60-80% нормативной, для отремонтированных двигателей – она еще ниже на 20-40%, причем больше чем 10% отказов приходится на цилиндро-поршневую группу (ЦПГ) и газораспределительный механизм (ГРМ). Известные методы и способы оценки технического состояния ЦПГ и ГРМ, среди которых важное место отведено методу диагностирования по утечкам газов из надпоршневого пространства в картер двигателя, не учитывают количество газов поступающих через ЦПГ и какая доля этих газов приходится на

газораспределительный механизм. Поэтому исследование процесса разделения потоков газов, поступающих в картер из надпоршневого пространства при оценке технического состояния этих соединений является актуальной.

Анализ основных достижений и публикаций. Ранее проведенные исследования Климпущем О.Д. [1] показали зависимости изменения мощности механических потерь, амплитуды вибрации и температуры отработавших газов от износа ЦПГ. Однако, чувствительность этих параметров к износу ЦПГ незначительна. Более высокой чувствительностью отличаются расход масла, утечка сжатого воздуха, прорыв газов в картер двигателя и температура отработавших газов. При предельных износах ЦПГ значения этих параметров отличаются от исходных в 3-5 раз.

В работе Венцеля С.В. [2] сказано, что целесообразно проверять состояние узла трения (т.е. ЦПГ) по фактическому состоянию, оценивая величину прорыва газа из надпоршневого пространства каждого цилиндра в отдельности. С этой целью предлагается измерять газодинамический фон давления в картерной части двигателя, на который накладываются амплитуды, возникающие от прорыва газов. Эта методика хороша для одно- двухцилиндровых низкооборотистых двигателей, а для тяжело нагруженных многоцилиндровых двигателей не всегда можно уследить за частотой прорывов каждого цилиндра без автоматизированных приборов.

Достоверность замеров зазоров [3] в паре поршень-гильза, проведенных различными методами, составляет: по параметрам вибрации – 70-75 %; по прорыву газов в картер – 35-40%; по утечке воздуха из цилиндров – 50-55%. Сравнения проводились с результатами микрометража.

Рык Г.М., Тухман И.Я., Талда Л.Г. в своих работах [4, 5] исследовали влияние максимального и среднего давления газа в цилиндре двигателя на давление газа в кольцевом уплотнении и разработали метод определения их величины по относительным характеристикам и заданным параметрам рабочего процесса и режима работы двигателя. Минимизация радиального зазора между компрессионным кольцом и поршнем уменьшает давление газа в кольцевом уплотнении. Основное воздействие при этом оказывает радиальный зазор между первым компрессионным кольцом и поршнем.

Таким образом, анализ литературных источников позволяет сделать вывод, что на сегодняшний день наиболее распространенным, доступным и достоверным остаются методы технической диагностики ЦПГ, дающие общую оценку герметичности надпоршневого пространства. Однако, эти и другие известные методы не дают желаемой информации о техническом состоянии ЦПГ двигателя, вследствие неточности и противоречивости получаемых сведений, достоверность которых составляет 35-75%.

На основании проведенного анализа была выдвинута гипотеза о возможности оценки технического состояния ЦПГ по количеству газов, проходящих сквозь зазоры ЦПГ и клапанного механизма в картер двигателя.

Формулировка целей статьи. Целью исследования является повышение долговечности автомобильных двигателей путем повышения точности оценки технического состояния ЦПГ и клапанного механизма головки цилиндра новых и

отремонтированных двигателей.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- влияние количества тепловых зазоров при прогнозировании надежности ЦПГ;
- чувствительность к качественным и количественным показателям производства (капитального ремонта) ЦПГ и ее остаточным ресурсом.

Изложение основного материала. Надежность двигателей в эксплуатации в значительной мере зависит от уровня их технической эксплуатации, которая определяется многими эксплуатационными и ремонтными факторами, такими как, например, квалификация обслуживающего и ремонтного персонала, уровень оснащения ремонтной мастерской хозяйства необходимым оборудованием, наличие запасных частей и т.д.

При оценке надежности двигателей наибольшее распространение получили такие показатели, как средняя наработка между отказами T_0 , среднее время восстановления работоспособного состояния $T_в$, коэффициент готовности K_r и коэффициент технического использования $K_{ТИ}$.

Оценка надежности в эксплуатации с помощью перечисленных показателей проводится, как правило, на основании собранной информации о наработках между отказами.

Исключительно важным в решении рассматриваемой задачи является выбор критерия и ограничений, которые должны быть удовлетворены. Не всегда, такие критерии и ограничения достаточно строго обоснованы. Поэтому наша задача состоит в том, чтобы исследовать влияние чувствительности качества производства (капитального ремонта) на примере ЦПГ двигателя КамАЗ-740, на ее надежность при помощи многокритериальной оптимизации параметров.

Не менее важное место в задаче оптимизации отводится выбору ограничений. Ограничения, накладываемые на параметры элементов объекта, также полностью зависят от человека. Только он, исходя из накопленного опыта, может сказать в каких пределах следует варьировать параметры элемента. Если не вводить такого рода ограничения, то оптимальное решение для объекта и для его элементов может оказаться таким, что его нельзя реально осуществить, или это приведет к нарушению других свойств объекта, которые не отражены в математической модели оптимизации, но из накопленного опыта ясно, что реализовать решение невозможно (например, не удовлетворяет требованиям техники безопасности и т.д.).

Надо отметить, что чем больше число ограничений, тем больше роль человека в задаче оптимизации, поскольку уменьшается число варьируемых параметров и, наоборот, при их уменьшении возрастает вклад компьютера и усложняется объем вычислительной работы, так как увеличивается число оптимально выбираемых параметров.

Введем два обобщенных параметра, характеризующих ЦПГ – пропускные способности прохождения газов из надпоршневого пространства через зазоры цилиндра-поршневой группы – Δ_1 и, соответственно, через зазоры клапанного механизма головки цилиндра – Δ_2 в картер двигателя. Безусловно, существуют определенные нормативные значения параметров $\Delta_{1н}$, $\Delta_{2н}$ которые отражают ресурс машины. Если ввести в качестве оценочных параметров отклонения от нормативных значений Δ_1 и Δ_2 , то, очевидно, лучшей машиной будет та, у которой Δ_1 и Δ_2 меньше. Однако нельзя ограничиться лишь техническими оценками, поскольку стремление к минимизации Δ_1 и Δ_2 , может привести к существенному увеличению стоимости

(затрат) в процесі виготовлення і ремонту ЦПГ і порушенню допусків закладених в конструкцію для компенсації теплових розширень. Пропонується ув'язати ці показники з величиною утечек газів з надпоршневого простору скрізь ці зазори Q , т.е. в експлуатації отнесенних к діагностическому параметру ЦПГ – количеству картерних газів.

При цьому полагается, что при сборке ЦПГ выдержаны все необходимые зазоры по техническим условиям (ТУ), то есть при удовлетворении нормативам ($\overline{\Delta}_1 = \overline{\Delta}_2 = \min$) количество картерных газов соответствует заданному при проектировании.

В исследовании, экспериментальным путем предполагается впервые выявить влияние каждого из зазоров (рис. 1.3.): зазор в замке компрессионного кольца h_1 , зазор в сопряжении «гильза-поршень» h_2 , торцевой зазор компрессионного кольца h_3 и зазор в сопряжении «направляющая втулка – стержень клапана» h_4 на количество картерных газов.

С этой целью экспериментальные данные необходимо отсортировать следующим образом: один из 4-х зазоров выбирается переменным при постоянных 3-х остальных. Поскольку прорыв газов в картер двигателя из надпоршневого пространства скрізь зазоры в ЦПГ напрямую связан только с двумя зазорами: зазором в замке компрессионного кольца и торцевым зазором компрессионного кольца, то зазор между гильзой цилиндра и поршнем можем не учитывать. Таким образом, при проведении эксперимента попеременно можно брать один из 3-х зазоров переменным при остальных 2-х постоянных.

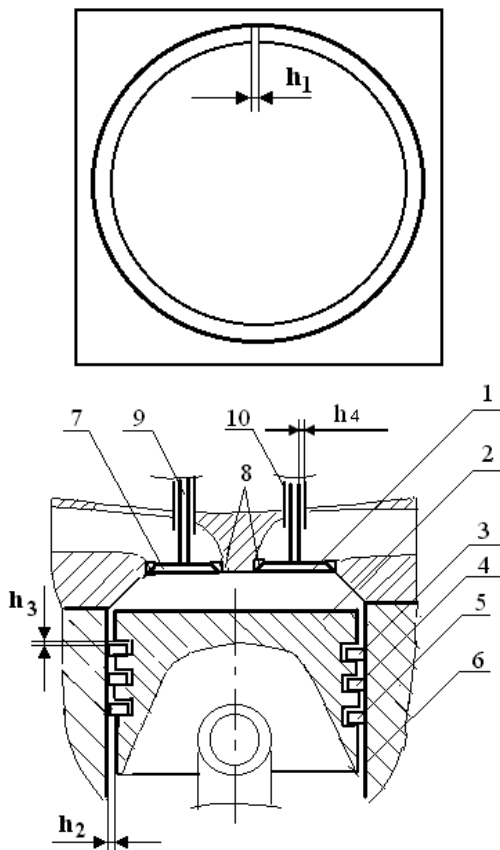


Рис. 1. Элементы, обеспечивающие герметичность камеры сгорания двигателя
1 – впускной клапан; 2 – поршень; 3 – верхнее компрессионное кольцо;
4 – нижнее компрессионное кольцо; 5 – маслоъемное кольцо; 6 – цилиндр;
7 – выпускной клапан; 8 – седла клапанов; 9 – стержень клапана;
10 – направляющая втулка клапана; h_1 – зазор в стыках поршневых колец;
 h_2 – зазор между цилиндром и поршнем; h_3 – зазор между поршнем и кольцом по высоте канавки; h_4 – зазор в сопряжении «стержень клапана – направляющая втулка».

Рассмотрим зависимость утечки газов в картер Q от величин зазоров. Обозначим утечку газов в картер Q от величин зазоров следующим образом

$$Q = f(h_1, h_2, h_3, h_4). \quad (1)$$

Как показывает практический опыт, вместо величин зазоров, через которые проходят газы из надпоршневого пространства в картер двигателя рационально рассмотреть утечку газа через их площади поперечного сечения S_i , образованных зазорами h_i .

Так для поршневой группы характерны два зазора h_1 и h_3 , упомянутые выше, при подсчете значений их площадей поперечного сечения мы можем их объединить в одну – S_1 для удобства подсчета прохождения газов из надпоршневого пространства в картер двигателя и отдельно рассмотреть площадь поперечного сечения S_2 в соединении «направляющая втулка – стержень клапана».

Найдем выражение для эмпирического описания рассматриваемого процесса протекания газов через площадь сечения, приближенного к реально существующим зависимостям.

Рассмотрим в этом случае утечку газа, как функцию двух параметров – площадей сечения зазоров ЦПГ – S_1 и площадей зазоров клапанного механизма, именно в узле «стержень клапана – направляющая втулка» – S_2 . Тогда

$$Q = f(S_1, S_2), \quad (2)$$

где Q – количество картерных газов в двигателе;

Для оценки влияния перечисленных факторов на надежность проводят направленный факторный эксперимент (в отдельности для эксплуатационных и ремонтно-обслуживающих факторов), реализующий соответственно все возможные неповторяющиеся комбинации трех независимых факторов, каждый из которых варьируется на двух крайних уровнях.

В этом случае для решения задачи оптимизации найдем выражение для поверхности отклика. Зададимся предельными величинами площадей зазоров $S_{1\min}$, $S_{1\max}$, $S_{2\min}$, $S_{2\max}$ (вводимые ограничения).

В качестве исходных данных для расчета нагрузочных дроссельных устройств (диафрагм) принимались значения недостающей индикаторной мощности одного работающего цилиндра, при бестормозном нагружении

Определим зависимость количества газов Q , проходящих через площади поперечных сечений зазоров S_1 и S_2 в ЦПГ и клапанном механизме, соответственно от их величины для двигателя КамАЗ-740 согласно (2) в картер двигателя.

Определение из эксперимента значений зазоров составят матрицу планирования

2-х факторного експеримента, приведенного на рисунку 2.

Значения величин зазоров [6, 7] ограничим вторым знаком после запятой. Они составляют: зазор в замке верхнего компрессионного кольца находится в пределах: номинальное значение – $0,4 \div 0,6$ мм; допустимое – 1,2 мм; предельное – 1,5 мм. Зазор в замке нижнего компрессионного кольца находится в пределах: номинальное значение – $0,3 \div 0,45$ мм; допустимое – 1,1 мм; предельное – 1,3 мм. Торцевой зазор верхнего компрессионного кольца находится в пределах: номинальное значение – $0,12 \div 0,17$ мм; допустимое – 0,22 мм; предельное – 0,35 мм. Торцевой зазор нижнего компрессионного кольца находится в пределах: номинальное значение – $0,09 \div 0,14$ мм; допустимое – 0,19 мм; предельное – $0,33 \cdot 10^{-3}$ м.

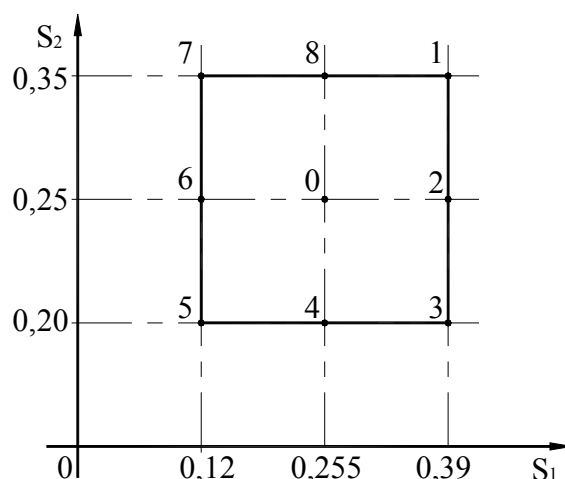


Рис. 2. Матрица планирования 2-х мерного факторного эксперимента

Зазор в сопряжении «направляющая втулка – стержень клапана» головки цилиндра для впускного клапана: номинальный – $0,03 \div 0,07$ мм; допустимый – 0,20 мм; предельный – 0,25 мм; для выпускного клапана: номинальный – $0,07 \div 0,11$ мм; допустимый – 0,20 мм; предельный – 0,30 мм.

Тогда верхние значения площадей поперечных сечений зазоров S_{1B} и S_{2B} составят, 10^{-5} м^2

$$S_{1B} = 0,390; \quad S_{2B} = 0,350;$$

соответственно нижние значения

$$S_{1H} = 0,120; \quad S_{2H} = 0,150.$$

Средние значения

$$S_{1cp} = 0,255; \quad S_{2cp} = 0,250.$$

Экспериментальные данные были обработаны статистическими методами и в результате получена зависимость влияния изменения зазоров на количество картерных газов

$$Q = -34,95 + 194,8S_1 + 244,34S_2 - 80,52S_1S_2. \quad (3)$$

Полученная поверхность отклика (рис. 3) позволяет определить по комплексному состоянию площадей поперечного сечения зазоров в ЦПГ и клапанном механизме влияние на изменение количества картерных газов и ответить на вопрос о

дальнейшей эксплуатации автомобиля.

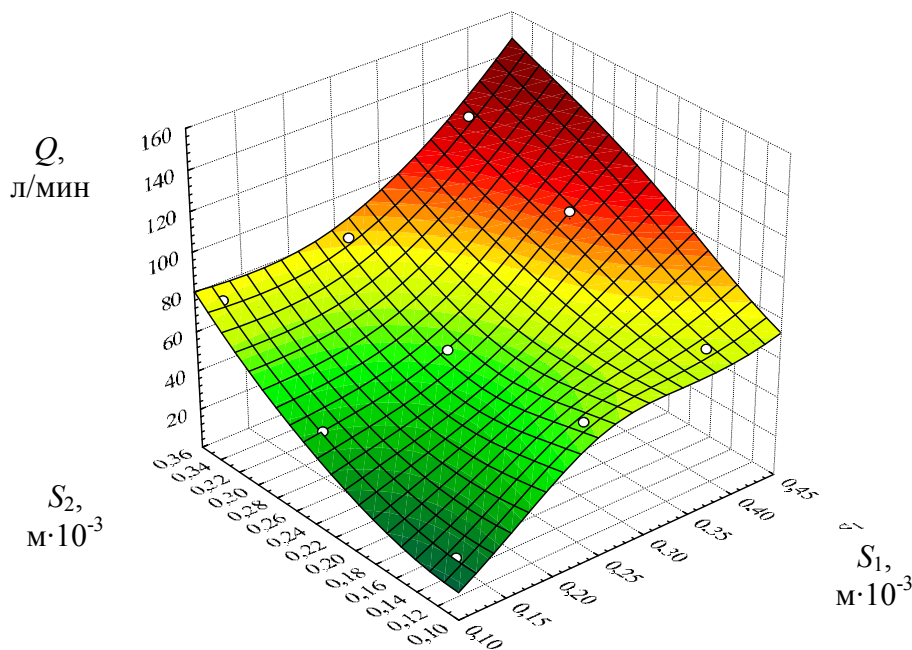


Рис.3. Поверхность отклика прорыва газов из надпоршневого пространства сквозь зазоры в ЦПГ и клапанном механизме головки цилиндра в картер двигателя

Если величины S_1 и S_2 больше допустимых, то необходимо применение специальных мер – отправка двигателя на ремонт. Кроме того, ее параметры являются заданием для диагностического устройства контроля количества картерных газов.

Выводы.

1. Проведен 2-х факторный эксперимент, позволивший получить зависимость расхода картерных газов с учетом одновременного прорыва газа по двум направлениям и их взаимного влияния на этот процесс.

2. Зависимость, полученная в результате обработки экспериментальных данных способом наименьших квадратов, существенно нелинейна. Полученная зависимость хорошо коррелируются с заводскими данными, по которым прорыв газов в картер не должен превышать 120 л/мин, что соответствует изменению интенсивности нарастания количества картерных газов.

3. Получены номинальные (18-22 л/мин), допустимые (до 70 л/мин) и предельные (более чем 90 л/мин) значения количества картерных газов в двигателе КамАЗ-740 для оценки технического состояния ЦПГ, а также обоснованы номинальные и предельные значения для количества газов проходящих из надпоршневого пространства сквозь площади зазоров в клапанном механизме головки цилиндра в картер (номинальные – 1-1,5 л/мин.; предельные – более чем 20 л/мин).

Литература. 1. Климпуш О.Д. Исследование и выбор диагностических параметров автомобильных двигателей семейства ЯМЗ: автореф. дис. на соискание наук, степени канд. техн. наук: спец. 05.20.03 «Эксплуатация и ремонт сельскохозяйственных машин и орудий» / О.Д. Климпуш. – Киев, 1973. – 28 с. 2. Венцель С.В. Газодинамический фон в картере двигателя / С.В. Венцель, И.А. Коровянский // Двигателестроение. – 1982. – №1. – С. 32-36. 3. Фламиш О. Диагностика автомобилей. Способы обнаружения скрытых неисправностей [Текст]: пер. с венг. А.П. Самойлова / О. Фламиш – М.: Транспорт, 1971. – 208 с. 4. Рык Г.М. Исследование

параметров кольцевого уплотнения поршня / Г.М. Рык, Л.Г. Талда, И.Я. Тухман // Двигатели внутреннего сгорания – Х.: Вища школа, 1978. – Вып. 27. – С. 104-109. 5. Рык Г.М. О давлении газа в кольцевом уплотнении поршня / М. Рык, Л.Г. Талда, И.Я. Тухман // Двигатели внутреннего сгорания – Х.: Вища школа, 1974. – Вып. 20. – С. 66-72. 6. Автомобили КамАЗ: Руководство по техническому обслуживанию и ремонту. – М.: В/О Автоэкспорт, 1987. – 416 с. 7. Автомобили КамАЗ: Техническое обслуживание и ремонт / [В.Н. Барун, Р.А. Азаматов, Е.А. Машков и др.]. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Транспорт, 1988. – 352 с.

Bibliography (transliterated): 1. Klimpush O.D. Issledovanie i vybor diagnosticheskikh parametrov avtomobil'nyh dvigatelej semejstva JaMZ: avtoref. dis. na soiskanie nauk, stepeni kand. tehn. nauk: spec. 05.20.03 «Jekspluatacija i remont sel'skohozjajstvennyh mashin i orudij» / O.D. Klimpush. – Kiev, 1973. – 28 s. 2. Vencel' S.V. Gazodinamicheskij fon v kartere dvigatelja / S.V. Vencel', I.A. Korovjanskij // Dvigatellestroenie. – 1982. – №1. – S. 32-36. 3. Flamish O. Diagnostika avtomobilej. Sposoby obnaruzhenija skrytyh neispravnostej [Tekst]: per. s veng. A.P. Samojlova / O. Flamish – M.: Transport, 1971. – 208 s. 4. Ryk G.M. Issledovanie parametrov kol'cevogo uplotnenija porshnja / G.M. Ryk, L.G. Talda, I.Ja. Tuhman // Dvigateli vnutrennego sgoranija – H.: Viwa shko-la, 1978. – Vyp. 27. – S. 104-109. 5. Ryk G.M. O davlenii gaza v kol'cevom uplotnenii porshnja / M. Ryk, L.G. Talda, I.Ja. Tuhman // Dvigateli vnutrennego sgoranija – H.: Vi-wa shkola, 1974. – Vyp. 20. – S. 66-72. 6. Avtomobili KamAZ: Rukovodstvo po tehniche-skomu obsluzhivaniju i remontu. – M.: V/O Avtojekспорт, 1987. – 416 s. 7. Avtomobili KamAZ: Tehnicheskoe obsluzhivanie i remont / [V.N. Barun, R.A. Azamatov, E.A. Mash-kov i dr.]. – [2-e izd. pererab. i dop.]. – M.: Transport, 1988. – 352 s.

Полянський О.С., Еліс С.В., Молодан А.О.

ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ НОВИХ ТА ВІДРЕМОНТОВАНИХ ДВИГУНІВ В ПЕРІОД ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Запропонована методика врахування долі газів, що прориваються з надпоршневого простору крізь зазори в клапанному механізмі головки циліндру окрім зазорів в циліндро-поршневій групі в картер двигуна при оцінці його технічного стану, що спрямовується на підвищення довговічності двигуна вцілому, як на стадії виробництва, ремонту так і в експлуатації на прикладі двигуна КамАЗ-740.

Polyansky A.S., Elis S.V., Molodan A.A.

LONGEVITY INCREASE OF NEW AND REPAIRED ENGINES IN THE EXPLOITATION

The offered method of account of gases fate, which break through from superpiston space through gaps in the valvular mechanism of head a cylinder except for gaps in to the cylinder-piston group in a crank case at the estimation of him the technical state which heads for the longevity increase of cilium engine, as on the stage of production, repair, so in exploitation on the example of engine of Kamaz-740.

УДК 621.397.6

Сиренко С.Н., Лесничук Н.И.

К ВОПРОСУ О КЛАССИФИКАЦИИ ТЕПЛОВИЗИОННЫХ ПРИБОРОВ ПО «ПОКОЛЕНИЯМ»

Ведение. Применение тепловизионных приборов (ТПВ), обеспечивающих наблюдение окружающей местности и объектов на ее фоне в течение любого времени суток, наиболее актуально для образцов техники специального назначения. Среди этих приборов есть образцы дающие изображение объекта - цели, например, грузового

автомобиля наблюдаемого на дистанции 300 м, в виде размытого слабоконтрастного пятна даже отдаленно не напоминающего оригинал и, в то же время, есть образцы тепловизионных приборов, которые обеспечивают оператору изображение, позволяющее определить тип пулеметной установки на танке, расположенного на расстоянии порядка 2...3 км.

Следует особо подчеркнуть, что речь идет о тепловизионных приборах, устанавливаемых в объекты бронетанковой техники (БТТ) - бронетранспортеры, боевые машины пехоты, танки, основным критерием является требование **предельных** характеристик по дальностям обнаружения / распознавания / идентификации целей, при **минимальных** габаритах тепловизионного прибора. Стоимость подобных приборов составляет от 20 тыс. до 150 тыс. долларов. Таким образом, вопросы, касающиеся предварительной оценки характеристик тепловизионных приборов, в немалой степени интересуют разработчиков прицельных и наблюдательных комплексов системы управления огнем (СУО) объектов БТТ. Возникает вопрос - насколько в таком случае можно ориентироваться на такой широко используемый в рекламных проспектах и применяемый в специальной литературе термин, как «поколение» тепловизионного прибора? В данной статье этот вопрос будет рассматриваться с точки зрения имеющейся практики натурных испытаний и применения тепловизионных приборов в составе изделий БТТ.

Критерии деления ТПВ на поколения. По результатам анализа информации по данному вопросу, полученной из различных источников, в настоящее время наиболее часто встречается деление тепловизионных приборов на четыре так называемые «поколения» (0-е и 1-е поколения объединяют в одну группу), основные характеристики которых представлены в Таблице 1.

Таблица 1

| № п/п | Поколение | Детектор ФПУ | Формирование изображения на ФПУ | Охлаждение детектора ФПУ |
|-------|-----------|---|---------------------------------|--------------------------|
| 1 | 0 | – одиночный приемник излучения. | сканер | (30...100) К |
| 2 | 1 | – линейка одиночных фоточувствительных элементов (ФЧЭ). Например: 64, 128. | сканер | (30...100) К |
| 3 | 2 | – многомерная линейка ФЧЭ группами по 2...6 элементов, расположенных в шахматном порядке с временной задержкой и накоплением сигналов (ВЗН). Например: 288×4, 480×6. | сканер | (30...100) К |

Продолжение таблицы 1

| № п/п | Поколение | Детектор ФПУ | Формирование изображения на ФПУ | Охлаждение детектора ФПУ |
|-------|-----------|---|---------------------------------|--------------------------|
| 4 | 3 | – 2-мерная многоэлементная матрица ФЧЭ. | нет*) | (30...100) К |

| | | | | |
|---|---|---|-----|-----|
| | | Например: 384×288 элементов. | | |
| 5 | 4 | – 2-мерная многоэлементная матрица ФЧЭ на основе микроболометров. Например: 320×256 элементов. | нет | нет |

*) опционно в ТПВ 3-го поколения, может быть интегрирована система микросканирования, основное назначение которой - улучшение качества изображения (разрешения), но одновременно это ведет к увеличению стоимости прибора, приближая ее к стоимости приборов 2-го поколения со сканером.

По результатам рассмотрения Таблицы 1 несложно сделать выводы:

– Об «упрощении» конструкции ТПВ 3-его и 4-го поколений. В ТПВ 3-го поколения отсутствует сложная прецизионная система оптико - механической развертки изображения – сканер, а в ТПВ 4-го поколения кроме того, отсутствует также и газовая криогенная машина (ГКМ) системы глубокого охлаждения фотоприемника.

– О прямой связи понятия «поколение» с составом и архитектурой фотоприемного устройства (ФПУ) данного тепловизионного прибора. В ТПВ 3-его и 4-го поколений вместо линейки из n фоточувствительных элементов применяется матрица из $m \times n$ ФЧЭ.

Стоит особо подчеркнуть:

1. ГКМ, работающие по циклу Стирлинга, а особенно портативные, относятся к прецизионным приборам критических технологий и подлежат практически тем же экспортным ограничениям, как и тепловизионные приборы военного назначения.

2. Понятие «упрощение» не относится к архитектуре площадки фоточувствительных элементов ФПУ и системе обработки сигналов с нее.

В перечень отличий ТПВ 2 - го поколения от приборов 3 - го поколения следовало бы включить также и рабочий спектральный диапазон. Существующие серийные образцы ТПВ 2 - го поколения могут обеспечивать поиск целей в диапазоне волн 3...5 и 8...12 мкм, а приборы 3-го поколения представлены в основном образцами с рабочим диапазоном волн 3...5 мкм, что связано с технологическими проблемами в получении дискретных фотоприемников диапазона 8...12 мкм.[4]

В связи с тем, что диапазон длин волн 8...12 мкм соответствует максимуму теплового излучения тел при окружающей температуре [6], ТПВ, предназначенные для поиска целей в диапазоне волн 8...12 мкм, в основном, используются в приборах военного назначения.

Основные характеристики серийных образцов тепловизионных приборов 1, 2, 3 и 4 –го поколений приведены в таблице 2.

Из таблицы 2, следует, что у ТПВ 2- го поколения Catherine-FC и ТПВ 3- го поколения MATIS-STD практически одинаковые результаты по дальностям обнаружения / распознавания / идентификации. Для матричного ТПВ 3- го поколения Catherine-XP в рекламных материалах приводятся следующие значения: 12,7/4,7/2,5.

| ТПВ | Покоління | $\Delta\lambda$, мкм | NETD, мК | Обнаружение/ распознавание/ идентификация, км *) | Габариты, мм / вес, кг |
|--------------|-----------|-----------------------|----------|--|---------------------------|
| ALIS | 1-е | 8-12 | н/д | 5,0 / 2,3 3,0 / 1,2 / 0,6 **) | 273×138×116 / 3,5 |
| Catherine-FC | 2-е | 8-12 | < 70 | 10,8 / 4,2 / 2,2 **) | 250×180×120 / 5,5 |
| MATIS-STD | 3-е | 3-5 | < 50 | ~10,8 / 4,2 / 2,2 **) | 297×136×146 / 4,5 |
| Catherine-XP | 3-е | 8,5 | < 10 | 12,7 / 4,7 / 2,5 | 277×170×99 / 3 |
| IR 3137 | 4-е | 8-14 | н/д | 4,0 / 2,5 / н/д | 100×200×240 / 2 |

*) согласно STANAG №4347 [1]

**) по результатам испытаний.

При этом данный прибор позиционируется в информационном материале фирмы THALES за 2007 г., как «истинный тепловизор 3-го поколения»: «QWIP compact thermal imager: Catherine-XP and its evolutions» «Catherine-XP has now opened the way towards the true Third Generation Thermal Imager»: («Catherine-XP открыла дорогу к истинному Тепловизору Третьего Поколения»). [2]

Таким образом, характеристики ТПВ 3-го, а особенно 4-го поколений, по сравнению с ТПВ 2-го поколения не столь однозначны, т. е. нельзя сказать, что если поколение выше, то характеристики лучше.

Вопросы практической реализации «матричного» тепловизора. Различие между тепловизорами 1-го, 2-го поколений и 3-го, 4-го заключается не только в составе ФПУ, но и в самом принципе получения фотоприемником излучения от объекта.

Для тепловизоров 1-го, 2-го поколений получение изображения объекта на приемнике излучения производится путем последовательного проецирования (сканирование мгновенным полем зрения) всего объекта без пропусков на каждый из n фоточувствительных элементов линейки.

Для матричного тепловизора (к которым относятся тепловизоры 3-го, 4-го поколений) получение изображения объекта на ФПУ производится путем одномоментного проецирования всех точек объекта на дискретную $m \times n$ структуру площадки фоточувствительных элементов, (ФЧЭ) т.е. с пропусками тех элементов изображения, которые попадают на промежутки между ФЧЭ.[4]

Таким образом:

- в тепловизоре со сканированием, регистрируемый сигнал пропорционален произведению интенсивности облучения и времени экспозиции изображения объекта на фотоприемной области.

- в несканирующем, матричном, тепловизоре регистрируемый сигнал пропорционален только интенсивности облучения изображения объекта фотоприемной области.

В приборах, использующих развертку изображения многоэлементной линейкой на выходе ФПУ (ТПВ 2-го поколения), получаем аналоговый сигнал, передающий изменение значения контраста сканируемой сцены с максимальной достоверностью.

При этом возможна реализация обработки сигнала за счет его временной задержки и накопления (ВЗН) по группам элементов линейки, в результате чего происходит улучшение соотношения «сигнал/шум» и, соответственно, повышение чувствительности прибора.

В процессе практической реализации идеи создания несканирующего тепловизионного прибора, («матричного ТПВ», «ТПВ 3-го поколения») эти особенности получения изображения дискретным «матричным» приемником излучения привели к следующим проблемам:

1. Проблема снижения достоверности значения сигнала с матричного (дискретного) ФПУ от сканируемой сцены, зависящего в общем случае от плотности заполнения, которая меньше 100 % (из - за наличия пропусков между фоточувствительными элементами). Данные пропуски требуются для исключения фотоэлектрического и электрического взаимодействия между ФЧЭ элементами площадки ФПУ [4]. Негативным следствием этого является появление ложных низкочастотных составляющих в спектре сигнала (наложение спектров) из-за дискретной структуры матричного приемного элемента. Это в свою очередь ведет к искажению спектра изображения, т.е. видеосигнала, с последующим выводом на экран системы отображения «ложных», «побочных» изображений. (В многоэлементной линейке сканирующего тепловизора пропуски между ФЧЭ отсутствуют так как их располагают в шахматном порядке с некоторым их перекрытием.)

Одним из методов решения данной проблемы матричных тепловизоров, является введение в оптоэлектронный тракт тепловизора так называемого микросканера с обеспечением режима четырехпозиционного микросканирования 2×2 . В результате микросканирования происходит выравнивание характеристик элементов матрицы и удвоение разрешения по каждой координате. Однако при этом из-за сокращения времени накопления зарядов в ФПУ эффективность тепловизора снижается.

2. Проблема обработки возросших объемов информации и разброса абсолютной чувствительности отдельных элементов матрицы. Типичная матрица 640×512 содержит 327680 элементов, что на 2-3 порядка превышает количество элементов в тепловизоре со сканирующим ФПУ. Это в свою очередь требует резкого увеличения скорости обработки возросших объемов информации в реальном масштабе времени, в том числе и выравнивание разброса абсолютной чувствительности отдельных элементов матрицы аппаратным способом. Для сравнения - в ТПВ 2-го поколения многоэлементная линейка 288×4 содержит «всего» 1152 элемента.

Таким образом, переход от сканирующих ТПВ с многомерными линейками и ВЗН к несканирующим системам на основе матриц (дискретных приемников) наряду с таким преимуществом, как отсутствие механической системы развертки, одновременно привел к необходимости учитывать ряд новых факторов и решать не встречавшиеся ранее задачи и даже проблемы.

В последнее время особые надежды разработчиков несканирующих ТПВ возлагаются на развитие технологии производства матричных фотоприемников на основе QWIP GaAs/AlGaAs - детекторов (Quantum Well Infrared Photodetector, - «инфракрасный детектор на квантовых ямах»), которые по электрофизическим свойствам относятся к структурам с внутренней фотоэмиссией. Данные структуры обладают высокой технологичностью, воспроизводимостью, и что особенно важно однородностью параметров по элементам с матрицами формата $256 \times 256 \dots 640 \times 512$ и др. Следует отметить, что QWIP -детекторы при остальных положительных свойствах, обладают более низкой чувствительностью, и требуют более глубокого охлаждения, чем детекторы на КРТ (HgCdTe).

Одним из основных преимуществ QWIP-детекторов считается возможность их работы в т.н. «двухцветном» режиме, т.е. обеспечить одновременную работу в разных спектральных диапазонах. Образцы тепловизионных приборов 3-го поколения на QWIP - матрицах диапазона 8..9 мкм, появились в 90-е годы XX века. К данному классу приборов относится несканирующий матричный ТПВ 3-го поколения Catherine-XP с рабочей длиной волны 8,5 мкм. [2]

О тепловизорах 4-го поколения. В настоящее время ведутся интенсивные работы по созданию образцов ТПВ 4-го поколения для военного применения. Главным достоинством, при этом является отсутствие у ТПВ 4-го поколения ГКМ, сканера, малое время (практически мгновенное) выхода на рабочий режим (Для тепловизоров 2-го и 3-поколений, для этого требуется порядка 5 минут). Главным же недостатком являются малые (по сравнению с приборами 2-го и 3-го поколений) дальности обнаружения/распознавания/идентификации объектов.

Это объясняется главным образом тем, что неохлаждаемые микроболометрические ИК-матрицы не имеют пока достаточно высокой чувствительности. Средняя чувствительность по NETD - 70 мК, в тоже время, как средняя чувствительность по NETD ИК-матриц на базе КРТ составляет 20 мК.

Существуют возможности получения для микроболометрических матриц NETD порядка 30 мК и уменьшения размеров ФЧЭ матрицы до 30 мкм для области спектра 8...14 мкм. [4]

Хотя неохлаждаемые ТПВ 4-го поколения обладают меньшей чувствительностью и разрешающей способностью, большей инерционностью по сравнению с охлаждаемыми фотоприемниками, системы с такими фоточувствительными элементами не используют дорогостоящих прецизионных систем глубокого охлаждения и в настоящее время находят применение, в качестве недорогих тепловизоров массового применения.

Выводы. До настоящего времени, сканирующие тепловизоры 2-го поколения на многоэлементных линейках HgCdTe с ВЗН имеют преимущества над несканирующими матричными тепловизорами 3-го поколения в спектральной области 8-12 мкм, что показывает и практика применения данных приборов в составе прицельно наблюдательных комплексов СУО танков. Однако считается, что преимущество матричных несканирующих тепловизоров 3-го поколения над тепловизорами с многоэлементными линейками и механической разверткой 2-го поколения с развитием технологии изготовления матриц и систем обработки информации будет реализовано так же и в области спектра 8..12 мкм. Определяющими факторами при этом является прогресс в области программного и аппаратного обеспечения, т.е. производительности процессора, объема памяти и высокого уровня программного обеспечения [4].

Тепловизионным приборам на неохлаждаемых микроболометрах «присвоено» наиболее «высокое» 4-е по счёту поколение, хотя в настоящее время они значительно уступают по требуемым характеристикам матричным ТПВ 3-го поколения, и, особенно сканируемым ТПВ 2-го поколения на многоэлементных линейках с ВЗН.

Таким образом, номер «поколения», это больше информация о конструкции и составляющих фотоприемного устройства тепловизионного прибора, или же о геометрическом формате детектора области приема излучения, а не информация об основных параметрах прибора, таких, как например, дальность видения объектов заданных геометрических размеров на фоне окружающей обстановки в различных метеоусловиях и в реальном масштабе времени.

Следует также отметить, что не дают приемлемой информации о характеристиках тепловизионного прибора и результаты, полученные методом расчета. Например, как отмечено в работе [3], такая важнейшая характеристика ТПВ, как дальности: обнаружения / распознавания / идентификации, полученные в результате расчета, с использованием данных, приводимых разработчиком – изготовителем ТПВ, оказались на 40% ниже значений полученных в ходе натуральных испытаний. В этой же работе отмечена и недостаточность данных приводимых фирмой – изготовителем.

Заключение.

1. Классификация тепловизионных приборов по «поколениям» в части информативности фактически не дает представления о требуемых характеристиках тепловизионных приборов.

3. О реальных характеристиках тепловизионного прибора можно судить только по результатам его сравнительных испытаний с тепловизионным прибором, характеристики которого в свою очередь были подтверждены результатами натуральных испытаний.

Литература: 1. STANAG 4746 “Definition of nominal static range performance for thermal imaging system”. Edition 1, 13 July 1995, NATO. 2. Olivier Cocle, Christophe Rannou, Bertrand Forestier, Paul Jouglia Philippe F. Bois, Eric M. Costard, A. Manissadjian, D. Gohier. *Qwip compact thermal imager: CATHERINE-XP and its evolutions. SPIE Defense & Security 2007 - [6542-127] ORLANDO 2007.* 3. Гордиенко В.И., Колобродов В.Г. *Оценка эффективности тепловизионного канала танкового прицельного комплекса. Артиллерийское и стрелковое вооружение Вып.1, 2010 с. 17, 19.* 4. Сизов Ф.Ф. *Фотоэлектроника для систем видения. Киев, Академперіодика, 2008.* 5. Ллойд Дж. *Системы тепловидения. М.: Мир, 1987.* 6. Госсорг Ж. *Инфракрасная термография. Основы, техника, применение. М.: Мир, 1988.* 7. Мирошников М.М. *Теоретические основы оптико-электронных приборов. Л.: Машиностроение, 1983.*

Bibliography (transliterated): 1. STANAG 4746 “Definition of nominal static range performance for thermal imaging system”. Edition 1, 13 July 1995, NATO. 2. Olivier Cocle, Christophe Rannou, Bertrand Forestier, Paul Jouglia Philippe F. Bois, Eric M. Costard, A. Manissadjian, D. Gohier. *Qwip compact thermal imager: CATHERINE-XP and its evolutions. SPIE Defense & Security 2007 - [6542-127] ORLANDO 2007.* 3. Gordienko V.I., Kolobrodov V.G. *Ocenka jeffektivnosti teplovizionnogo kanala tankovogo pricel'nogo kompleksa. Artillerijskoe i strelkovoje vooruzhenie Vyp.1, 2010 s. 17, 19.* 4. Sizov F.F. *Fo-tojelektronika dlja sistem videnija. Kiev, Akademperiodika, 2008.* 5. Llojd Dzh. *Siste-my teplovidenija. M.: Mir, 1987.* 6. Gossorg Zh. *Infrakrasnaja termografija. Osnovy, tehnika, primenenie. M.: Mir, 1988.* 7. Miroshnikov M.M. *Teoreticheskie osnovy op-tiko-jelektronnyh priborov. L.: Mashinostroenie, 1983.*

Сиренко С.М., Леснічук М.Й.

ДО ПИТАННЯ КЛАСИФІКАЦІЇ ТЕПЛОВІЗІЙНИХ ПРИЛАДІВ ЗА «ПОКОЛІННЯМИ»

Проаналізована відповідність основних характеристик тепловізійних приладів з їх „поколіннями”.

Sirenko S.N., Lesnichuk N.J.

ON THE ISSUE OF CLASSIFICATION OF THERMAL IMAGING DEVICES BY "GENERATIONS"

Analysis of main parameters of thermal imaging devices is given with regard of their "generation".

УДК 623.4

*Сядристый М. А., Федоренко Е. В., Воловик Н. В., Мормило Я. М.,
Рассказов И. И.*

АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ ТЕНДЕНЦИЙ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИЙ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК МОНОБЛОЧНОГО ТИПА ДЛЯ КОЛЕСНЫХ БОЕВЫХ БРОНИРОВАННЫХ МАШИН

Постановка проблемы. Успех проведения любой специальной или боевой операции, в которой задействуются как гусеничные так и колесные боевые бронированные машины (ББМ), в значительной степени зависит от их исправности (боевой готовности) в части подвижности и вооружения. Очевидно, что ни одна единица техники не выедет из парка для выполнения поставленной боевой задачи с неисправной силовой установкой (далее по тексту – моторно-трансмиссионная установка). Поэтому, поддержание силовой установки в исправном состоянии является одной из первостепенных задач.

При создании современных колесных боевых бронированных машин идет строжайший учет габаритно-массовых показателей, поэтому крайне сложно конструктивно обеспечить достаточный объем и свободный доступ к узлам и системам моторно-трансмиссионной установки для выполнения текущего ремонта, в том числе и технического обслуживания, даже в стационарных условиях, а тем более в полевых условиях. Как следствие – значительные затраты времени на выполнение монтажно-демонтажных работ для восстановления боеготовности машины в целом. Это, к сожалению, относится и к колесным боевым бронированным машинам, находящимся на вооружении в силовых структурах и в Вооруженных силах Украины. Зарубежные специалисты при создании боевых машин большое внимание уделяют созданию моторно-трансмиссионных установок моноблочного типа, как техническому решению, одному из аспектов обеспечения высокой надежности и готовности подразделений к выполнению боевых задач. И именно снижение времени на замену, вышедшую из строя моторно-трансмиссионную установку, зачастую становится определяющим фактором в компоновке конструкции всей машины.

Анализ последних достижений и публикаций. В мире существует практика, когда создание разработчиком моторно-трансмиссионных установок моноблочного типа для колесных бронированных боевых машин (ББМ) для нужд национальных вооруженных сил или для экспорта основывалось на создании специальных двигателей, или их коммерческих

модификаций, и коробок перемены передач (КПП), установки на них обслуживающих систем. В настоящее время для экспортных поставок наметилась тенденция как создания новых, так и модернизации серийных БМ с двигателем и КПП, заказанными покупателем (импортером) в спецификации на БМ, производство или сервисное (гарантийное) обслуживание которых у него уже налажено. В основном, это коммерческие двигатели и КПП близкой потребной мощности и, как правило, не в военном, а в гражданском исполнении.

В связи с этим, у создателей колесных БМ возник ряд проблем при проектировании новых и модернизации имеющихся в серийном производстве изделий в части разработки моторно-трансмиссионных установок моноблочного типа [1].

К таким проблемам можно отнести:

- необходимость создания конкретной конструкции КПП или унифицированного ряда КПП, адаптированных по подсоединениям и по характеристикам с предлагаемыми двигателями;
- сложности стыковки предлагаемого двигателя с базовой КПП, как правило, специального назначения, в силу особенностей компоновки и технических требований как к самой БМ, так и к трансмиссии;
- сложность поиска конструктивных решений по установке на двигатель и КПП систем, их обслуживающих;
- увеличение стоимости конструкторско-технологической подготовки производства и самого производства;
- увеличение стоимости организации обучения, выполнения гарантийного сервисного обслуживания и ремонта и БМ на территории импортера.

На рынке колесных БМ присутствует спрос и на машины, где обязательной является силовая установка не только с указанным заказчиком двигателем, но и КПП. Отсутствие моноблочного исполнения моторно-трансмиссионной установки снижает экспортную привлекательность (потенциал) серийных, модернизируемых или вновь разрабатываемых образцов БМ в связи с ожидаемой высокой трудоемкостью их технического обслуживания и ремонта.

Наличие указанных проблем и современных технико-экономических требований представляют технические сложности для создателей БМ. В отечественном двигателестроении существует проблема создания ряда специализированных двигателей, необходимых национальным производителям БМ, которая стала особенно актуальной при создании современных моторно-трансмиссионных установок моноблочного типа с целью экспорта в составе конкурентоспособных БМ [2, 3]. Таким образом необходимо выработать принципы, технические требования и направления разработки универсальной схемы построения моторно-трансмиссионных установок моноблочного типа при обеспечении приемлемых затрат на

разработку и обеспечения конкурентоспособных технических характеристик и стоимости, в особенности если броневая защита и вооружение являются конкурентно-способными на мировом рынке вооружений.

Целью настоящей работы является проведение анализа конструктивных и эксплуатационных свойств серийно производимых и вновь разрабатываемых моторно-трансмиссионных установок моноблочного типа ведущих мировых производителей ББМ, выработка основных технических требований к конструкции моторно-трансмиссионной установки моноблочного типа для ББМ применительно к современным условиям рынка вооружений.

Основная часть. Прежде всего, предлагается оговорить часто используемый термин «моноблок». Так, еще в СССР отраслевым стандартом [4] установлены следующие термины и определения:

1) силовой блок военной машины – моторно-трансмиссионная установка военной машины, выполненная в виде общей конструкции с единой системой крепления в военной машине;

2) моторно-трансмиссионная установка – совокупность силовой и трансмиссионной установок военной машины, предназначенная для выработки энергии и передачи ее к ведущим колесам и другим потребителям;

3) силовая установка – составная часть военной машины, состоящая из двигателя, систем и специального оборудования, обеспечивающего его работу;

4) трансмиссионная установка – составная часть военной машины, состоящая из трансмиссии, приводов отбора мощности для передачи ее от трансмиссии к потребителям мощности и системы управления этими приводами.

В современных украинских стандартах, термин «моноблок», четко не оговорен, но предлагается следующее толкование [5]: «Силовой блок – двигатель и трансмиссия с системами, обеспечивающими их работу, конструктивно выполненные в виде моноблока. Такая конструкция обеспечивает возможность быстрой замены всей моторно-трансмиссионной установки как одного целого».

Таким образом, моторно-трансмиссионной установкой моноблочного типа, или «моноблоком», предлагается считать законченную конструкцию энергетической установки ББМ, в состав которой входят двигатель и трансмиссия (коробка перемены передач – КПП) как несущие (силовые) элементы с установленными на них системами, обеспечивающими их работу, конструктивно объединенные в единый силовой блок с элементами его установки в ББМ и сгруппированными по назначению местами подсоединений к объектовым

потребителям энергии, системам управления двигателем и трансмиссии, а также системами, обеспечивающим пуск и работу двигателя как вне изделия, – на испытательном стенде, так и в составе ББМ.

К основным ведущим мировым производителям ББМ, которые используют моноблочные конструкции моторно-трансмиссионных установок, можно отнести следующие (рис. 1):

- фирма Steyr-Daimler-Puch (подразделение General Dynamics European Land Systems (GDELS), Австрия) – БТР «Pandur»;
 - фирма KMW (Германия) – «GTK Boxer»;
 - фирма Rheinmetall (Германия) – БТР «Fuchs»;
 - фирма General Dynamics Land Systems–Canada (GLDS-C) – БТР «LAV» (Канада) и БТР «Stryker» (США/Канада);
 - фирмы MOWAG (подразделение GDELS, Швейцария) – БТР «Piranha»;
 - фирма Patria (Финляндия) – бронированная модульная машина «AMV».
- Горьковский автомобильный завод/Арзамасский машиностроительный завод (СССР/Россия) – БТР-60/70 (1960-е – 1980-е г.г.);

К отечественным разработкам ББМ, которые используют моноблоки, можно отнести (рис.2):

- КП ХКБМ им. А. А. Морозова (Украина) – БТР-4.

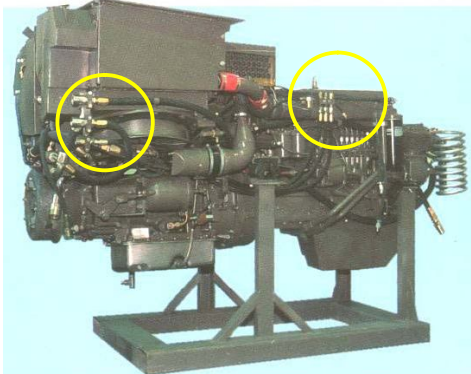
Как видно из рисунков, в мировой практике изготовления моторно-трансмиссионных установок выделяются два вида структурного исполнения моноблоков:

Первый – безрамное исполнение моторно-трансмиссионной установки.

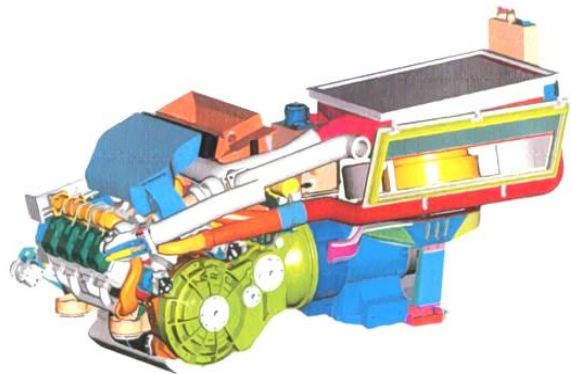
Представляет собой агрегат, центральным несущим элементом в котором выступают жестко соединенные между собой картера двигателя и КПП. Такой агрегат состоит из двигателя, КПП и закрепленных на них с помощью кронштейнов, крепежа и упругих элементов системы охлаждения, системы питания двигателя воздухом, системы предпускового подогрева, системы питания гидроусилителя руля и других потребителей гидравлической энергии, компрессора воздушной системы, компрессора кондиционера, системы выпуска отработавших газов. Имеются единые упругие элементы для установки в ББМ, а также единые чалочные приспособления. Разъемы электрических жгутов, в том числе обеспечивающих функционирование моноблока и его диагностику, присоединительные элементы трубопроводов систем потребителей электрической, гидравлической, пневматической, а также системы кондиционирования, сгруппированы в легко доступных местах и имеют быстросъемные соединения с целью облегчения монтажа/демонтажа (рис. 1а, з).

Второй – рамное исполнение моторно-трансмиссионной установки.

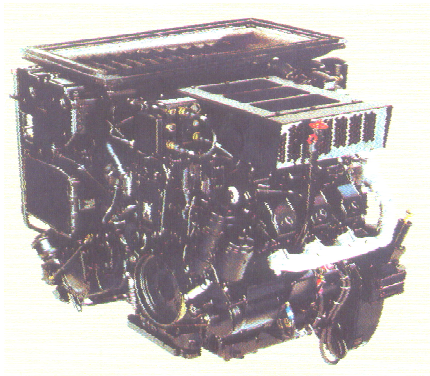
Представляет собой агрегат, центральным несущим элементом в котором является рама. На нее при помощи упругих элементов устанавливается двигатель и КПП, жестко, или через карданную передачу. Также на раму устанавливаются с помощью кронштейнов, крепежа и упругих элементов система охлаждения, система питания двигателя воздухом, система предпускового подогрева, система питания гидроусилителя руля и других потребителей гидравлической энергии, компрессор воздушной системы, компрессор кондиционера, система выпуска отработавших газов. Такой моноблок может иметь жесткую или на единых упругих элементах установку в БМ, а также единые чалочные приспособления.



а



б



в



г



д



е



Рис. 1. Безрамное исполнение моноблоков колесных БММ:
а – БТР «Pandur»; б – «GTK Boxer»; в – БТР «Fuchs»; г – БТР «LAV»;
д, е – БТР «Piranha»; ж, з – БТР «Stryker»

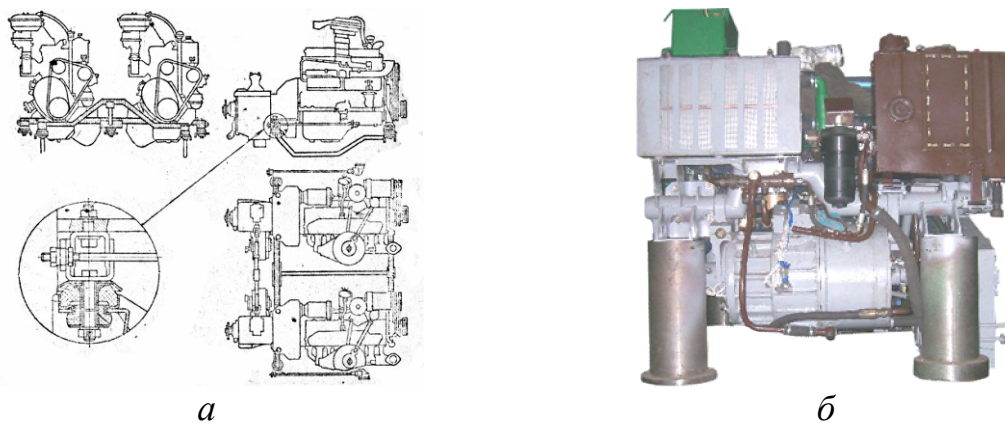


Рис. 2. Рамное исполнение моноблоков колесных БММ:
а – БТР- 60/70; б – БТР- 4

Аналогично выполнены разъемы электрических жгутов, в том числе обеспечивающие функционирование моноблока и его диагностику, присоединительные элементы трубопроводов систем потребителей электрической, гидравлической, пневматической, а также системы кондиционирования, сгруппированы в легко доступных местах и имеют быстроразъемные соединения с целью облегчения монтажа/демонтажа. Наиболее широкое распространение за рубежом получило безрамное исполнение силовой установки, как имеющее меньшую массу за счет отсутствия рамы, на 150...260 кг.

Компоновочно силовые установки моноблочного типа имеют три варианта установки в БММ: в носовой части справа от отделения управления (реже – слева), за отделением управления, либо в кормовой части за боевым и/или десантным отделениями.

В первом варианте двигатель и КПП расположены друг относительно друга последовательно – «двигатель – КПП» («Pandur», «GTK Boxer», «Piranha», «LAV», «Stryker») [3, 6, 7], реже – по схеме «КПП – двигатель» Этот вариант установки моноблока в БММ, является

классическим, часто применяющемся как на колесных, так и на гусеничных ББМ.

Во втором варианте, с целью уменьшения длины МТО, двигатель и КПП расположены друг относительно друга параллельно («FUCHS», БТР-4), при этом направление крутящего момента изменяется при помощи промежуточного редуктора.

В третьем варианте двигатель и КПП могут располагаться друг относительно друга как параллельно, так и последовательно [8, 9]. В СССР на БТР-60/70 была реализована еще одна компоновочная схема – параллельное расположение двух независимых друг от друга силовых установок, конструктивно объединенных в моноблок с помощью рамы, который моноблоком можно считать условно, так как их монтаж/демонтаж двигателей выполняется отдельно (рис. 2а). С одной стороны, такое решение позволило увеличить живучесть машины при выходе из строя одного из двигателей, с другой стороны – усложнило обеспечение их синхронной работы. Из-за последней причины, в настоящее время, при возможности модернизации БТР-60/70, блок, состоящий из двух двигателей, заменяют силовой установкой с одним двигателем или моноблоком соответствующей суммарной мощности.

Особенностью силовой установки с параллельным расположением двигателя и КПП является сложность обеспечения их конструктивной жесткости как единого агрегата, а также создание упругих опор, обеспечивающих приемлемую ударную и вибрационную защиту системы «двигатель – КПП – шасси» из-за присутствия разных центров приложения крутильных колебаний и реактивных моментов [1].

Анализируя вышеизложенное, можно сделать вывод, что основными задачами, решаемыми моторно-трансмиссионными установками моноблочного типа в составе ББМ, должны быть:

- поддержание высокой технической, и, как следствие, боевой готовности за счет упрощения операций и малого времени (по экспертной оценке - не более 1,5...2 часа) замены неисправных систем, узлов путем замены моноблока;

- минимизация массо-габаритных характеристик моторно-трансмиссионных установок ББМ;

- сокращение цикла среднего и капитального ремонта ББМ за счет минимизации времени монтажа/демонтажа моторно-трансмиссионных установок в корпус ББМ.

Анализ как серийных, так и вновь разрабатываемых современных моторно-трансмиссионных установок моноблочного типа показал, что к конструкциям установок должны предъявляться следующие основные требования:

- возможность установки двигателя подходящей мощности и КПП, марки которых удовлетворяют конечного потребителя;

– габаритные размеры и конструкция моноблока должны обеспечивать его монтаж/демонтаж без дополнительной разборки составных частей моноблока, кроме фильтра системы питания двигателя воздухом, акустического фильтра системы выпуска отработавших газов и других специальных агрегатов для систем ББМ;

– обеспечение, с помощью входящих в состав моноблока специальных систем или узлов, работы потребителей энергии ББМ (бортовое электрооборудование, пневмосистема (тормозное управление и другие потребители), гидросистема (рулевое управление, привод лебедки и другие потребители), система кондиционирования (отопление, кондиционер);

– возможность доступа через люки корпуса к местам для обслуживания узлов, агрегатов и систем без демонтажа моноблока из ББМ;

– возможность установки нового моноблока или моноблока с однотипной ББМ, без дополнительных трудоемких пуско-наладочных работ в составе ББМ испытаний на проверку качества выполнения установки и подсоединений;

– моноблок, как единая техническая система, должен автономно работать вне ББМ при условии подключения к нему потребителей энергии и энергоносителей (электричество, топливо, сжатый воздух при необходимости и т.д.), например, в условиях диагностического (испытательного) стенда у изготовителя, ремонтном предприятии или в полевых условиях на специальной раме передвижного стенда;

– возможность монтажа/демонтажа моноблока без слива рабочих жидкостей, ГСМ, обеспечивающих функционирование моноблока и потребителей ББМ, для чего моноблок должен иметь электрические, пневматические, гидравлические быстроразъемные и самозапирающихся соединения для исключения утечек рабочих жидкостей и ГСМ;

– возможность текущего ремонта различной сложности, как в специальных мастерских, так и в полевых условиях моноблока вне ББМ путем замены составных частей моноблока с применением инструмента и приспособлений, входящих в состав комплекта ЗИП ББМ, а также машин технического обслуживания и ремонта;

– возможность замены узлов и агрегатов с ограниченным ресурсом в процессе эксплуатации без демонтажа моноблока из ББМ.

Учитывая вышеизложенное при разработке моноблока для БТР-4 с учетом возможных требований покупателя к типу двигателя и КПД и минимизации сроков, был принят к реализации моноблок рамного исполнения. При разработке моноблока возможность применения различных двигателей и КПД без каких-либо доработок была решена за счет установки их на раме на индивидуальных штатных упругих опорах.

При разработке конструкции была предложена следующая структура силового моноблока [10]:

- рама с кронштейнами для установки составных частей моноблока;
- двигатель с элементами его крепления на раме;
- система питания двигателя воздухом;
- система питания топливом двигателя;
- система охлаждения в составе блока радиаторов систем охлаждения двигателя, КПП, раздаточной коробки, промежуточного охлаждения наддувочного воздуха (при необходимости), кондиционера (при необходимости), и блока вентиляторов;
- система смазки двигателя, КПП и раздаточной коробки;
- система выпуска отработавших газов;
- противопожарное оборудования моноблока;
- согласующий редуктор между двигателем и КПП с элементами его крепления на раме;
- коробка перемены передач с элементами ее крепления на раме;
- карданная передача между согласующим редуктором и КПП;
- электрическая система моноблока;
- электрическая система диагностики всех необходимых параметров моноблока;
- гидросистема привода вентиляторов системы охлаждения;
- гидросистема рулевого управления, лебедки и др. оборудования;
- компрессор воздушной системы;
- компрессор кондиционера (при необходимости).

Применение в соединениях трубопроводов систем моноблока быстроразъемных самозапирающихся соединений дало возможность осуществления замены силового блока без слива рабочих жидкостей и ГСМ, т.к. на их слив при демонтаже затрачивается от 20% до 60% общего времени [2].

В КП ХКБМ им. А. А. Морозова были проведены исследования, направленные на изучение времени на монтаж/демонтаж моноблока, разработанного для бронетранспортера БТР-4. Данные приведены в таблицах 1 и 2, причем время рассчитано исходя из работы экипажа из трех человек.

Таблица 1

Анализ времени на демонтаж электрического и гидравлического оборудования моноблока на БТР-4

| № п/п | Операция | Время выполнения операции, мин | | | | | | | | | | | |
|-------|--------------------------------------|--------------------------------|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|
| | | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 |
| 1. | Открытие сливных отверстий, слив ГСМ | 1 человек | | | | | | | | | | | |
| 2. | Демонтаж электрооборудования | 1 человек | | | | | | | | | | | |

| | | | | | | | | | | | | | |
|----|--|-----------|--|--|--|-----------|--|--|--|--|--|--|--|
| 3. | Отсоединения патрубков системы охлаждения | 1 человек | | | | | | | | | | | |
| 4. | Отсоединение патрубков гидросистемы привода вентиляторов | | | | | 1 человек | | | | | | | |
| 5. | Отсоединения патрубков гидросистемы управления | | | | | 1 человек | | | | | | | |

Таблица 2

Анализ времени на монтаж электрического и гидравлического оборудования моноблока на БТР-4

| № п/п | Операция | Время выполнения операции, мин | | | | | | | | | | | | | |
|-------|---|--------------------------------|----|----|----|----|----|-----------|----|----|-----------|----|----|----|--|
| | | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 | 65 | |
| 1. | Присоединение патрубков гидросистемы привода вентиляторов | 1 человек | | | | | | | | | | | | | |
| 2. | Присоединение патрубков системы охлаждения | 1 человек | | | | | | | | | | | | | |
| 3. | Монтаж электрооборудования | 1 человек | | | | | | | | | | | | | |
| 4. | Присоединение патрубков гидросистемы управления | | | | | | | 1 человек | | | | | | | |
| 5. | Заправка ГСМ | | | | | | | | | | 1 человек | | | | |

Выводы.

1. Применение моторно-трансмиссионных установок в моноблочном исполнении отвечают техническим требованиям, изложенным в статье, во вновь создаваемых машинах можно добиться следующих результатов:

- достижение более плотной компоновки и сокращения объемов моторно-трансмиссионных установок, а следовательно и массы, на 15-20%;

- обеспечение возможности сборки и проверки работоспособности моторно-трансмиссионной установки вне машины в условия серийного производства, ремонтного предприятия или в условиях полевого ремонта;

- сокращение в два раза времени ремонта ББМ путем замены моноблока в машине;

- упрощение ремонта за счет обнаружения неисправностей моноблока при возможности оценки его работы вне БММ;
- агрегатный (поузловой) метод ремонта моноблока вне машины, в полевых условиях.

2. В результате анализа современных тенденций развития БММ ведущих мировых производителей, которые используют моноблочные конструкции моторно-трансмиссионных установок, сформулированы основные требования, предъявляемые к моторно-трансмиссионным установкам моноблочного типа.

3. На основании общих технических требований к силовому моноблоку Харьковским конструкторским бюро по машиностроению им. А. А. Морозова сформирована структура моторно-трансмиссионной установки моноблочного типа и разработаны конструкции моноблоков с импортными двигателями, которыми оснащаются современные бронетранспортеры БТР-4.

Проведены исследования затрат времени, которые подтверждают уменьшение общего времени на 50%.

Литература: 1. С.П. Баранов, Ф.П. Шпак. *Подвижность ВГМ. Моторные установки.* – М.: ЦНИИ информации, 1984 г. – 96 с. 2. С.П. Баранов, Б.М. Гинзбург и др. *Моторные установки зарубежных танков. Специальный аналитический обзор за период с 1965 г. по 1975 г. №1572.* – М.: ЦНИИ информации, 1977 г. – 144 с. 3. «MTU Starter Generators and Hybrid Systems for Military Vehicles», рекламные материалы по фирме «MTU», 2009 г. 4. ОСТ В3-6270-87. *Установка силовая. Трансмиссия. Ходовая часть военных гусеничных машин. Термины и определения.* – Введен 01.01.88. 5. Ю.І. Кістерний, Н. Г. Немировська, Т. В. Філоненко. *Початковий тлумачний словник бронетанкової термінології.* – Х.: Друкарня Харківського гвардійського ордену Червоної Зірки інституту танкових військ імені Верховної Ради України НТУ «ХПІ», 2003 р. – 47 с. 6. Рекламний проспект БТР «FUCHS». 7. Фотоматеріали з сайту <http://www.armyrecognition.com>. 8. *Руководство по войсковому ремонту БТР-60ПБ.* – М.: Военное издательство, 1982 г. – 309 с. 9. М. А. Турчин, Е. М. Мурашкин и др. *Бронетранспортер БТР-70. Техническое описание и инструкция по эксплуатации.* – М.: Воениздат, 1988 г. – 562 с. 10. *Колесный бронетранспортер БТР-4А. Руководство по эксплуатации. В1318РЭ.* – Х.: КП ХКБМ им. А. А. Морозова, 2009 г. – 433 с.

Bibliography (transliterated): 1. S.P. Baranov, F.P. Shpak. *Podvizhnost' VGM. Motornye ustanovki.* – M.: CNII informacii, 1984 g. – 96 s. 2. S.P. Baranov, B.M. Ginzburg i dr. *Motornye ustanovki zarubezhnyh tankov. Special'nyj analiticheskij obzor za period s 1965 g. po 1975 g. №1572.* – M.: CNII informacii, 1977 g. – 144 s. 3. «MTU Starter Generators and Hybrid Systems for Military Vehicles», *reklamnye materialy po firme «MTU»*, 2009 g. 4. OST V3-6270-87. *Ustanovka silovaja. Transmissija. Hodovaja chast' voennyh gusenichnyh mashin. Terminy i opredelenija.* – Vveden 01.01.88. 5. Ju.I. Kisternij, N. G. Nemirovs'ka, T. V. Filonenko. *Pochatkovij tлумachnij slovník bronetankovoi terminologii.* – H.: Drukarnja Harkivs'kogo gvardijs'kogo ordena Chervonoj Zirki institutu tankovih vijs'k imeni Verhovnoji Radi Ukraїni NTU «HPI», 2003 r. – 47 s. 6. *Reklamnyj prospekt BTR «FUCHS»*. 7. *Fotomaterialy s sajta <http://www.armyrecognition.com>*. 8. *Rukovodstvo po vojskovomu remontu BTR-60PB.* – M.: Voennoe izdatel'stvo, 1982 g. – 309 s. 9. M. A. Turchin, E. M. Murashkin i dr. *Bronetransporter BTR-70. Tehnicheskoe opisanie i instrukcija po jekspluatácii.* – M.: Voenizdat, 1988 g. – 562 s. 10. *Kolesnyj bronetransporter BTR-4A. Rukovodstvo po jekspluatácii. V1318RJe.* – H.: KP HKBM im. A. A. Morozova, 2009 g. – 433 s.

Сядристий М. А., Федоренко Є. В., Воловик М. В., Мормило Я. М., Розказов І. І.

АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ТЕНДЕНЦІЙ РОЗВИТКУ
КОНСТРУКЦІЙ СИЛОВИХ УСТАНОВОК МОНОБЛОКОВОГО ТИПУ
ДЛЯ КОЛІСНИХ БОЙОВИХ БРОНЬОВАНИХ МАШИН

У статті приведений аналіз силових установок сучасних бойових машин провідних світових виробників на предмет зручності та швидкості монтажу/демонтажу їх в машини, крім того, пред'явлені технічні вимоги до моноблокової конструкції силової установки для броньованих колісних машин.

Syadristiy M., Fedorenko E., Volovik M., Mormilo Ya., Rasskazov I.

ANALYSIS OF MODERN TRENDS IN DESIGNS DEVELOPMENT
OF MONOBLOCK-TYPE POWERPACKS
OF WHEELED ARMoured FIGHTING VEHICLES

The article gives analysis of powerpacks intended for modern wheeled armoured fighting vehicles of the leading manufacturers with respect to convenience and speed of mounting/dismounting them onto the vehicles. The article also gives technical requirements for monoblock-type designs of powerpack for wheeled armoured fighting vehicles.

УПРАВЛІННЯ В ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМАХ

УДК 519.81:681.51

Александрова Т.Е., канд. техн. наук; Истомин А.Е., канд. техн. наук

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ СТВОЛА УПРУГОЙ ТАНКОВОЙ ПУШКИ

Постановка задачи. Основным вооружения танка является танковая пушка калибра 120 мм (стандарт НАТО) или 125 мм (стандарт Украины и России). Длина ствола пушек современных танков составляет 40-55 калибров, что соответствует 5-6 м. толщина стенки ствола достигает 0,023-0,025 м. Анализ приведенных размеров стволов танковых пушек позволяет сделать вывод, что ствол представляет собой толстостенный цилиндр с наружным диаметром 0,165-0,172 м с длиной более 5 м. Такой цилиндр имеет значительный статический прогиб, а в процессе движения танка совершает упругие колебания, что существенным образом влияет на точность стрельбы с ходу. Впервые необходимость учета упругих колебаний ствола танковой пушки в процессе синтеза стабилизатора обосновал В.К. Кутузов в статье [1]. Математическая модель возмущенного движения замкнутой системы стабилизации танковой пушки с учетом упругих свойств ствола представлена в работе [2]. В данной работе на примере танковой пушки 2А46 танка Т-72 обоснована структура математической модели упругих колебаний ствола и произведен расчет параметров этой модели.

Математическая модель свободных упругих колебаний ствола.

Будем рассматривать танковую пушку как совокупность твердого тела (казенной части) и упругого элемента (ствола). Введем в рассмотрение следующие системы координат: $ox_0y_0z_0$ – инерциальная система координат с центром в оси вращения пушки или башни; $ox_1y_1z_1$ – связанная с твердым телом система координат с центром в той же точке (рис. 1). Через $\varphi(t)$ обозначен текущий угол рассогласования связанной системы координат относительно инерциальной.

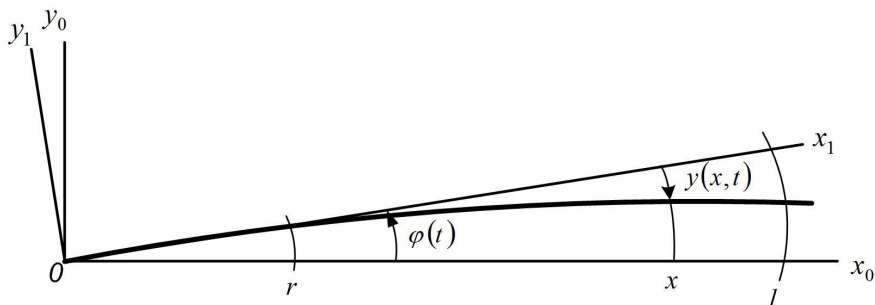


Рис. 1. Системы координат

Ось ox_0 совпадает с направлением на цель, а ось ox_1 направлена вдоль оси недеформированного ствола. Расстояние or равняется длине отрезка от оси поворота пушки или башни до места заделки деформируемого ствола. Расстояние ol равняется длине отрезка от оси поворота до дульного среза пушки. Длина деформируемого ствола составляет $l - r$.

Обозначим через x текущее расстояние от оси поворота пушки до произвольной точки деформируемого ствола. Тогда функция $y(x, t)$ представляет собой текущее отклонение этой точки от оси ox_1 .

Запишем выражения для кинетической и потенциальной энергии танковой пушки:

$$K = \frac{1}{2} \left\{ I_0 \left[\frac{d\varphi(t)}{dt} \right]^2 + \int_r^l m(x) v^2(x, t) dx \right\}; \quad (1)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_r^l EI(x) \left[\frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2} \right]^2 dx, \quad (2)$$

где I_0 – момент инерции танковой пушки как твердого тела относительно оси поворота; $m(x)$ – погонная масса ствола; $EI(x)$ – изгибная жесткость ствола; $v(x, t)$ – абсолютная скорость движения произвольной точки ствола, причем

$$v(x, t) = (r + x) \frac{d\varphi(t)}{dt} - \frac{\partial y(x, t)}{\partial t}. \quad (3)$$

В соответствии с принципом Остроградского-Гамильтона [3] рассмотрим кинетический потенциал L , представляющий собой разность кинетической (1) и потенциальной (2) энергий

$$L = K - \Pi, \quad (4)$$

а также введем в рассмотрение величину S , которая называется действием по Гамильтону на отрезке времени (O, T) и определяется формулой

$$S = \int_0^T L dt$$

С учетом формул (1)-(4) вычислим вариацию величины (5) с учетом краевых условий

$$\begin{aligned} y(x, t)|_{x=r} = 0; & \quad \frac{\partial y(x, t)}{\partial x}|_{x=r} = 0; \\ EI(x) \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2}|_{x=l} = 0; & \quad \frac{\partial}{\partial x} \left[EI(x) \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2} \right]_{x=l} = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

и приравняем эту вариацию нулю

$$\delta S = 0. \quad (7)$$

Первые два условия (6) представляют собой условия жесткой заделки упругого ствола в казенной части пушки, а два последних условия (6) определяют отсутствие изгибных моментов и перерезывающих сил на дульном срезе ствола.

В результате из соотношения (7) получаем дифференциальные уравнения свободных колебания ствола упругой танковой пушки

$$I_{\Pi} \frac{d^2 \varphi(t)}{dt^2} - \int_r^l m_1(x) \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} dx = 0; \quad (8)$$

$$m_1(x) \frac{d^2 \varphi(t)}{dt^2} + m(x) \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} = - \frac{\partial^2}{\partial x^2} EI(x) \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2}, \quad (9)$$

где величины I_{Π} и $m_1(x)$ определяются формулами

$$\begin{aligned} I_{\Pi} &= I_0 + \int_r^l m(x)(r+x)^2 dx; \\ m_1(x) &= m(x)(r+x). \end{aligned}$$

Через ζ обозначим коэффициент внутреннего демпфирования материала ствола. Тогда математическая модель свободных упругих колебаний ствола танковой пушки приобретает вид:

$$I_{\Pi} \frac{d^2 \varphi(t)}{dt^2} - \int_r^l m_1(x) \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} dx = 0; \quad (10)$$

$$m_1(x) \frac{d^2 \varphi(t)}{dt^2} + m(x) \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial_0 x^2} EI(x) \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial_0 x^2} + \zeta \frac{\partial^2}{\partial x^2} EI(x) \frac{\partial^3 y(x,t)}{\partial x^2 \partial t} = 0. \quad (11)$$

Математическая модель вынужденных упругих колебаний ствола.

Продольно-угловые колебания подрессоренной части корпуса танка вследствие силы трения $M_T(t)$, что имеет место в оси цапф танковой пушки, вызывают отклонения оси канала ствола пушки относительно направления на цель. Эти отклонения компенсируются стабилизирующим моментом $M_C(t)$. Кроме того, ствол танковой пушки действует распределенная по длине ствола сила $F_z(x,t)$, обусловленная вертикальными колебаниями подрессоренной части корпуса танка. С учетом этих возмущений математическая модель вынужденных упругих колебаний ствола танковой пушки в канале вертикального наведения принимает следующий вид:

$$I_n \frac{d^2 \varphi(t)}{dt^2} - \int_r^l m_1(x) \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} dx = M_C(t) + M_T(t); \quad (12)$$

$$m_1(x) \frac{\partial^2 \varphi(t)}{\partial t^2} + m(x) \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} EI(x) \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} + \zeta \frac{\partial^2}{\partial x^2} EI(x) \frac{\partial^3 y(x,t)}{\partial x^2 \partial t} = F_z(x,t). \quad (13)$$

Момент трения в оси цапф танковой пушки определяется следующим образом

$$M_T(t) = m_C \text{sign}[\dot{\varphi}_\sigma(t) - \dot{\varphi}(t)] + \mu[\dot{\varphi}_\sigma(t) - \dot{\varphi}(t)], \quad (14)$$

где m_C – момент «сухого» трения в оси цапф; $\dot{\varphi}_\sigma(t)$ – составляющая угловой скорости поворота башни танка относительно ее поперечной оси (рис. 2), обусловленная колебаниями подрессоренной части танка; μ – постоянный коэффициент «жидкостного» трения в оси цапф танковой пушки.

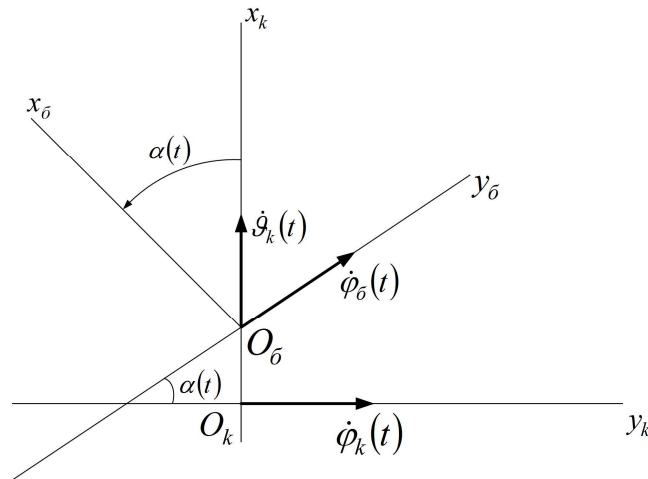


Рис. 2. К определению величины $\dot{\varphi}_\delta(t)$

На рис. 2 система координат $O_K x_K y_K$ связана с подрессоренной частью корпуса танка, а система координат $O_\delta x_\delta y_\delta$ – с закрепленной на подрессоренной части корпуса башней.

Распределенная по длине ствола сила $F_z(x, t)$ определяется формулой

$$F_z(x, t) = m(x)[\ddot{z}_K(t) - g], \quad (15)$$

где $\ddot{z}_K(t)$ – линейное уравнение подрессоренной части корпуса танка относительно его вертикальной оси; g – ускорение силы тяжести.

Функции времени $z_K(t)$ и $\dot{\varphi}_\delta(t)$ определяются системой неоднородных дифференциальных уравнений четвертого порядка [4, 5]:

$$\begin{aligned} \frac{G_n}{g} \ddot{z}_K(t) + 2q\delta \dot{z}_K(t) + 2rcz_K(t) + \delta \sum_{j=1}^{2q} l_j \dot{\varphi}_K(t) + \\ + c \sum_{i=1}^{2r} l_i \varphi_K(t) = c \sum_{i=1}^{2r} h_i(t) + \delta \sum_{j=1}^{2q} \dot{h}_j(t); \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} I_y \ddot{\varphi}_K(t) + \delta \sum_{j=1}^{2q} l_j^2 \dot{\varphi}_K(t) + c \sum_{i=1}^{2r} l_i^2 \varphi_K(t) + \delta \sum_{j=1}^{2q} l_j \dot{z}_K(t) + \\ + c \sum_{i=1}^{2r} l_i z_K(t) = c \sum_{i=1}^{2r} l_i h_i(t) + \delta \sum_{j=1}^{2q} l_j \dot{h}_j(t); \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} I_x \ddot{\vartheta}_K(t) + \frac{q\delta B^2}{2} \dot{\vartheta}_K(t) + \frac{rCB^2}{2} \vartheta_K(t) + q\delta B \dot{z}_K(t) + \\ + rCB z_K(t) = \frac{CB}{2} \sum_{i=1}^{2r} h_i(t) + \frac{\delta B}{2} \sum_{j=1}^{2q} \dot{h}_j(t); \end{aligned} \quad (18)$$

$$\dot{\varphi}_\delta(t) = \dot{\varphi}_K(t) \cos \alpha(t) + \dot{\vartheta}_K(t) \sin \alpha(t), \quad (19)$$

где $z_K(t)$, $\varphi_K(t)$, $\mathcal{G}_K(t)$ - обобщенные координаты колебаний подрессоренной части корпуса танка; G_n - вес подрессоренной части корпуса танка; I_y - момент инерции подрессоренной части корпуса танка относительно собственной поперечной оси; q - число амортизаторов ходовой части по одному борту; r - число торсионов ходовой части по одному борту; δ - среднее значение коэффициента демпфирования амортизатора; c - коэффициент жесткости торсиона; l_i - расстояние по горизонтали от центра тяжести подрессоренной части корпуса танка до точки крепления i -того балансира; l_j - расстояние по горизонтали от центра тяжести подрессоренной части корпуса танка до точки крепления j -того амортизатора; B - ширина колен танка; $\alpha(t)$ - текущий угол поворота продольной оси башни относительно продольной оси подрессоренной части корпуса танка; $h_i(t)$ - высота неровности грунта под i -ым опорным катком.

Функции $h_i(t)$ связаны с высотой неровности под центром тяжести подрессоренной части корпуса танка $h(t)$ соотношениями

$$h_i(t) = h\left(t + \frac{l_i}{v}\right); \quad (i = 1, r), \quad (20)$$

где v - скорость движения танка.

Выводы.

1. Упругая танковая пушка представляет собой дискретно-континуальную динамическую систему, свободное движение которой описывается совокупностью обыкновенного дифференциального уравнения (10) и дифференциального уравнения в частных производных (11).
2. Источником внешних возмущений, действующих на танковую пушку, являются неровности дороги, воздействующие через ходовую часть танка на его подрессоренную часть с закрепленной на ней пушкой. При этом математическая модель возмущенного движения танковой пушки представляет собой совокупность обыкновенных дифференциальных уравнений (12), (16), (17), (18), дифференциального уравнения в частных производных (13) и соотношений (14), (15), (19) и (20).

Литература: 1. Кутузов В.К. Динамика танковой пушки как объекта регулирования // Вестник бронетанковой техники. - 1979. - №4. - С. 14-15; 2. Аблесимов О.К. Автоматичне керування рухомими об'єктами і технологічними процесами. Т.3. Автоматичне керування озброєнням танків / О.К. Аблесимов, Є.Є. Александров, І.Є. Александрова. - Харків: НТУ «ХПИ», 2008. - 144 с.; 3. Лурье А.И. Аналитическая механика. - М.: Физматгиз, 1961 г. - 824 с.; 4. Балдин В.А. Теория и конструкция танков. - М.: АБТВ, 1972 г. - 782 с.; 5. Буров С.С. Конструкция и расчет танков. - М.: АБТВ, 1973 г. - 602 с.

Bibliography (transliterated): 1. Kutuzov V.K. Dinamika tankovoj pushki kak ob#ekta regulirovanija // Vestnik bronetankovoj tehniki. - 1979. - №4. - S. 14-15; 2. Ablesimov O.K. Avtomatichne keruvannja ruhomimi ob'ektami i tehnologichnimi procesami. T.3. Avtomatichne keruvannja ozbroennjam tankiv / O.K. Ablesimov, Є.Є. Aleksandrov, І.Є. Aleksandrova. - Harkiv: NTU «HPI», 2008. - 144 s.; 3. Lur'e A.I. Analiticheskaja mehanika. - M.: Fizmatgiz, 1961 g. - 824 s.; 4. Baldin V.A. Teorija i konstrukcija tankov. - M.: ABTV, 1972 g. - 782 s.; 5. Burov S.S. Konstrukcija i raschet tankov. - M.: ABTV, 1973 g. - 602 s.

Александрова Т.Є., Істомін О.Є.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КОЛИВАНЬ СТВОЛУ
ПРУЖНОЇ ТАНКОВОЇ ГАРМАТИ

Розглянуто питання щодо побудови математичної моделі вільних та вимушених коливань пружного ствола танкової гармати.

Alexandrova T.E., Istomin A.E.

MATHEMATICAL MODELLING OF OSCILLATIONS
AN ELASTIC TANK GUN BARREL

Constructing a mathematical model of free and forced oscillations of an elastic barrel tank gun is considered.

УДК 519.81:681.51

Александрова Т.Е., канд. техн. наук; Истомин А.Е., канд. техн. наук

**УПРУГАЯ ТАНКОВАЯ ПУШКА КАК СТАБИЛИЗИРУЕМЫЙ
ОБЪЕКТ**

Постановка задачи. В работе [1] получена математическая модель вынужденных колебаний упругого ствола танковой пушки в виде дифференциального уравнения в частных производных:

$$m_1(x) \frac{d^2 \varphi(t)}{dt^2} + m(x) \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} EI(x) \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} + \zeta \frac{\partial^2}{\partial x^2} EI(x) \frac{\partial^3 y(x,t)}{\partial x^2 \partial t} = F_z(x,t), \quad (1)$$

где $y(x,t)$ - текущее отклонение производной точки упругой части ствола танковой пушки от недеформированной оси канала ствола; $\varphi(t)$ - угол поворота казенной части пушки от направления на цель в процессе стабилизированного движения; $m(x)$ - погонная масса упругой части ствола; $EI(x)$ - изгибая жесткость упругой части ствола; ζ - коэффициент внутреннего демпфирования материала ствола; $F_z(x,t)$ - распределенная по длине упругой части ствола инерционная сила, обусловленная вертикальными колебаниями подрессоренной части корпуса танка, определяемая соотношением (1)

$$F_z(x,t) = m(x)[\ddot{z}_k(t) - g],$$

где $\ddot{z}_k(t)$ - ускорение подрессоренной части корпуса танка относительно вертикальной оси.

Функция $m_1(x)$ определяется формулой

$$m_1(x) = m(x)(r - x),$$

где r – расстояние от оси цапф танковой пушки до места заделки ствола (рис. 1).

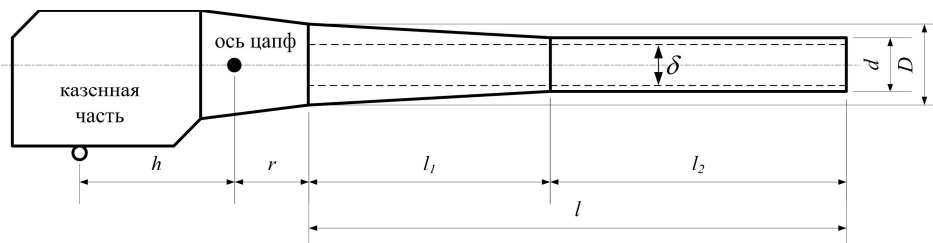


Рис. 1. Танковая пушка:

h – плечо приложения стабилизирующего усилия; r – расстояние от оси поворота до места заделки упругой части ствола; l – длина упругой части ствола; l_1 – длина конической части ствола; l_2 – длина цилиндрической части ствола; d – диаметр цилиндрической части ствола; D – диаметр основания конической части ствола; δ – калибр.

В уравнении (1) распределенная по длине ствола функция $F_z(x, t)$ является внешним возмущением, а первое слагаемое левой части является параметрическим возмущением. Предположим, что в процессе движения танка пушка застопорена и значение угла $\varphi(t)$ постоянно. Тогда параметрическое возмущение, действующее на ствол со стороны казенной части отсутствует, а математическая модель упругой пушки примет вид

$$m(x) \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} EI(x) \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2} + \zeta \frac{\partial^2}{\partial x^2} EI(x) \frac{\partial^3 y(x, t)}{\partial x^2 \partial t} = F_z(x, t). \quad (2)$$

В соответствии с работами [2,3] функцию $y(x, t)$ представим в виде

$$y(x, t) = \sum_{i=0}^n \gamma_i(x) T_i(t), \quad (3)$$

где n – число учитываемых форм упругих колебаний ствола.

Подставим (3) в (2)

$$m(x) \sum_{i=1}^n \gamma_i \ddot{T}_i(t) + \frac{\partial^2}{\partial x^2} EI(x) \sum_{i=1}^n \dot{\gamma}_i T_i(t) + \zeta \frac{\partial^2}{\partial x^2} EI(x) \sum_{i=1}^n \dot{\gamma}_i \dot{T}_i(t) = F_z(x, t). \quad (4)$$

Обе части уравнения (4) умножим на $\gamma_i(x)$, ($i = \overline{1, n}$) и проинтегрируем в пределах от r до l

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n \ddot{T}_i(t) \int_r^{r+l} m(x) \gamma_i(x) \gamma_j(x) dx + \sum_{i=1}^n T_i(t) \int_r^{r+l} \frac{\partial^2}{\partial x^2} EI(x) \ddot{\gamma}_i(x) \gamma_j(x) dx + \\ + \zeta \sum_{i=1}^n \dot{T}_i(t) \int_r^{r+l} \frac{\partial^2}{\partial x^2} EI(x) \dot{\gamma}_i(x) \gamma_j(x) dx = f_{iz}(t) = \\ = \int_r^{r+l} m(x) [\ddot{z}_k(t) - g] \gamma_j(x) dx, (i = \overline{1, n}). \end{aligned} \quad (5)$$

Интегралы, входящие в соотношение (5), с учетом условия ортогональности собственных форм [2], представим в виде

$$\begin{aligned} \int_r^{r+l} m(x) \gamma_i(x) \gamma_j(x) dx &= \int_r^{r+l_1} m(x) \gamma_i(x) \gamma_j(x) dx + \\ &+ \int_r^{r+l_1} m_0 \gamma_i(x) \gamma_j(x) dx = \begin{cases} 0, & \text{при } i \neq j; \\ c_j, & \text{при } i = j; \end{cases} \\ \int_r^{r+l} \frac{\partial^2}{\partial x^2} EI(x) \ddot{\gamma}_i(x) \gamma_j(x) dx &= \int_r^{r+l_1} \frac{\partial^2}{\partial x^2} EI(x) \ddot{\gamma}_i(x) \gamma_j(x) dx + \\ &+ \int_r^{r+l_1} EI_0 \gamma_i^{IV}(x) \gamma_j(x) dx = \begin{cases} 0, & \text{при } i \neq j; \\ b_j, & \text{при } i = j; \end{cases} \end{aligned}$$

где m_0, EI_0 - погонная масса и изгибая жесткость цилиндрической части ствола.

Тогда функции $m(x)$ и $I(x)$ на отрезке $(r, r + l_1)$ могут быть представлены в виде

$$\begin{aligned} m(x) &= m(r) - \frac{m(r) - m_0}{l_1} (x - r); \\ I(x) &= I(r) - \frac{I(r) - I_0}{l_1} (x - r). \end{aligned}$$

При расчете коэффициентов c_j и b_j функции $f_{iz}(t)$ полагают [3]

$$\gamma_j(x) = \sin \frac{j\pi}{2l} x; (j = \overline{1, n}). \quad (6)$$

С учетом принятых обозначений уравнения (5) принимают следующий вид

$$c_i \ddot{T}_i(t) + \gamma b_i \dot{T}_i(t) + b_i T_i(t) = f_{iz}(t), (i = \overline{1, n}). \quad (7)$$

Целью настоящей работы является оценка динамических свойств упругой танковой пушки как объекта стабилизации. Актуальность этой задачи определяется тем, что в результате ее решения можно оценить необходимое количество тонов

упругих колебаний ствола, которое необходимо учитывать в математической модели возмущенного движения танковой пушки.

Оценка динамических свойств упругой танковой пушки. Правые части обыкновенных дифференциальных уравнений (7) могут быть представлены в виде

$$\begin{aligned} f_{iz}(t) &= \int_r^{r+l} m(x) [\ddot{z}_k(t) - g] \gamma_i(x) dx = \\ &= \int_r^{r+l} m(x) \ddot{z}_k(t) \gamma_i(x) dx - \int_r^{r+l} m(x) g \gamma_i(x) dx = \\ &= \ddot{z}_k(t) \left[\int_r^{r+l_1} m(x) \gamma_i(x) dx + \int_{r+l_1}^{r+l} m_0 \gamma_i(x) dx \right] - \\ &- g \left[\int_r^{r+l_1} m(x) \gamma_i(x) dx + \int_{r+l_1}^{r+l} m_0 \gamma_i(x) dx \right]. \end{aligned}$$

Введем обозначение

$$k_i = \int_r^{r+l_1} m(x) \gamma_i(x) dx - \int_{r+l_1}^{r+l} m_0 \gamma_i(x) dx, \quad (i = \overline{1, n}).$$

Тогда дифференциальные уравнения (7) принимают вид

$$c_i \ddot{T}_i(t) + \gamma b_i \dot{T}_i(t) + b_i T_i(t) = k_i [\ddot{z}_k(t) - g], \quad (i = \overline{1, n}). \quad (8)$$

Обозначим

$$T_i(t) = T_{i0} + \Delta T_i(t) \quad (9)$$

и подставим соотношение (9) в уравнение (8)

$$c_i \Delta \ddot{T}_i(t) + \gamma b_i \Delta \dot{T}_i(t) + b_i T_{i0} + b_i \Delta T_i(t) = k_i [\ddot{z}_k(t) - g]. \quad (10)$$

Уравнение (10) разбивается на два уравнения относительно величин T_{i0} и $\Delta T_i(t)$:

$$b_i T_{i0} = -k_i g; \quad (11)$$

$$c_i \Delta \ddot{T}_i(t) + \gamma b_i \Delta \dot{T}_i(t) + b_i \Delta T_i(t) = k_i \ddot{z}_k(t). \quad (12)$$

С учетом соотношений (3), (6) и (11) получаем формулу для расчета статического прогиба ствола

$$y(x) = -g \sum_{i=1}^n \frac{k_i}{b_i} \sin \frac{i\pi}{2l} x. \quad (13)$$

Статический прогиб ствола в районе дульного среза может быть определен при подстановке в формулу (13) $x = l$.

$$y(x) = -g \sum_{i=1}^n \frac{k_i}{b_i} \sin i \frac{\pi}{2}. \quad (14)$$

Обе части дифференциального уравнения (12) разделим на коэффициент b_i

$$\frac{c_i}{b_i} \Delta \ddot{T}_i(t) + \gamma \Delta \dot{T}_i(t) + \Delta T_i(t) = \frac{k_i}{b_i} \ddot{z}_k(t), (i = \overline{1, n}). \quad (15)$$

Собственная частота i -того тона упругих колебаний составляет

$$\omega_i = \sqrt{\frac{b_i}{c_i}}. \quad (16)$$

А амплитуда резонансного пика амплитудно-частотной характеристики в районе собственной частоты i -того тона оценивается формулой

$$A_i = \frac{k_i \sqrt{c_i}}{\zeta b_i \sqrt{b_i}}. \quad (17)$$

Пусть параметры ствола танковой пушки составляют:

$$\delta = 0.125m; \quad d = 0.172m; \quad D = 0.252m; \quad r = 0.25m;$$

$$l_1 = 2.18m; \quad l_2 = 2.4m; \quad l = 4.58m; \quad E = 2.1 \cdot 10^{11} H \cdot m^{-2};$$

$$\zeta = 0.021 c; \quad m_0 = 857.1 H \cdot c^2 \cdot m^{-2}; \quad I_0 = 0.318 \cdot 10^{-4} m^4;$$

$$m(r) = 2913.1 H \cdot c^2 \cdot m^{-2}; \quad I(r) = 1.843 \cdot 10^{-4} m^4.$$

Тогда значения величин k_i, b_i и c_i для первых трех тонов упругих колебаний ствола приведены в таблице 1.

Таблица 1

Значения коэффициентов дифференциальных уравнений (8)

| № тона | $k_i, H \cdot c^2 \cdot m^{-1}$ | $b_i, H \cdot m^{-1}$ | $c_i, H \cdot c^2 \cdot m^{-1}$ |
|--------|---------------------------------|-----------------------|---------------------------------|
| 1 | 2464 | $2.213 \cdot 10^5$ | $2.152 \cdot 10^3$ |
| 2 | 2438 | $3.194 \cdot 10^6$ | $1.941 \cdot 10^3$ |
| 3 | 771 | $1.786 \cdot 10^7$ | $2.144 \cdot 10^3$ |

А значения собственных частот тонов упругих колебаний ствола и амплитуд резонансных пиков амплитудно-частотной характеристики ствола приведены в таблице 2.

Анализ таблицы 2 позволяет сделать вывод, что отношения амплитуд упругих колебаний ствола танковой пушки первого и второго тонов составляет 58.36, а второго

и третьего тонов составляет 39.82. Следовательно, в математической модели возмущенного движения танковой пушки необходимо учитывать лишь первый тон упругих колебаний ствола.

Используя формулу (14) оценим величину статического прогиба ствола танковой пушки в районе дульного среза

$$y(4.58) = -g \frac{k_1}{b_1} = -9.81 \frac{2464}{2.213 \cdot 10^5} = -1.092 \cdot 10^{-1} \text{ м.}$$

Таблиця 2

Значения резонансных частот и амплитуд резонансных пиков АЧХ

| № тона | $\omega_i, \text{с}^{-1}$ | $A_i, \text{с}^2$ |
|--------|---------------------------|------------------------|
| 1 | 10.14 | $52.29 \cdot 10^{-3}$ |
| 2 | 40.57 | $0.896 \cdot 10^{-3}$ |
| 3 | 91.27 | $0.0225 \cdot 10^{-3}$ |

Выводы:

1. Статический прогиб ствола танковой пушки на уровне дульного среза превышает 0.1 метра, следовательно, в процессе синтеза стабилизатора танковой пушки необходимо учитывать его упругие свойства.

2. Анализ динамических характеристик упругого ствола танковой пушки показывает, что в математической модели возмущенного движения ствола достаточно учитывать лишь первый тон упругих колебаний.

Литература: 1. Александрова Т.Е., Истомин А.Е. Математическое моделирование колебаний ствола упругой танковой пушки. *Механіка та машинобудування*. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2011. – №2. – С. 173-178. 2. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Наука, 1965. – 559 с. 3. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.

Bibliography (transliterated): 1. Aleksandrova T.E., Istomin A.E. Matematicheskoe modelirovanie kolebanij stvola uprugoj tankovoj pushki. *Mehanika ta mashinobuduvannja*. – Harkiv: NTU “HPI”, 2011. – №2. – S. 173-178. 2. Babakov I.M. Teorija kolebanij. – M.: Nauka, 1965. – 559 s. 3. Biderman V.L. Teorija mehanicheskikh kolebanij. – M.: Vysshaja shkola, 1980. – 408 s.

Александрова Т.Є., Істомін О.Є.

ПРУЖНА ТАНКОВА ГАРМАТА ЯК ОБ’ЄКТ СТАБІЛІЗАЦІЇ

Розглянуто питання щодо оцінки динамічних властивостей пружного стволу танкової гармати як об’єкту стабілізації. Здійснено розрахунок коефіцієнтів диференціальних рівнянь коливань танкової гармати та значень резонансних частот і амплітуд резонансних піків амплітудно-частотної характеристики.

Alexandrova T.E., Istomin A.E.

ELASTIC TANK GUN AS AN OBJECT OF STABILIZATION

The dynamic characteristics of the elastic barrel tank gun as an object of stabilization is considered. The coefficients of differential equations and the values of resonant frequencies and amplitudes of resonance peaks of the amplitude-frequency characteristics is calculated.

ИНФОРМАЦИОННО-КОММУНИКАЦИОННЫЙ ЦЕНТР АВТОМОБИЛЯ

Постановка проблемы. В связи с постоянным информационным развитием общества и его промышленной составляющей новые транспортные системы и машины достигли высокого информационного уровня совершенства. Появилось новое противоречие между стремительным развитием средств и методов информатизации сложных объектов и систем и гетерогенным характером существующих подсистем и звеньев транспортного комплекса. Решение этой проблемы заключается в развитии транспортной инфраструктуры, использование разрозненных компьютерных ресурсов транспортных организаций в едином информационном пространстве, которое предполагает использование новейших информационно-коммуникационных технологий (ИКТ), оборудование автомобилей информационно-коммуникационными центрами (ИКЦ). В автотранспортной системе, в которой автомобили оборудованы ИКЦ по ИКТ выполняется мониторинг всех участников дорожного движения. Благодаря возможности использования существующих гетерогенных компьютерных систем значительно повышается информативность, технологичность управления как транспортом в целом, так и отдельным автомобилем, сокращается срок внедрения и уменьшение затрат на создание автомобильных компьютерных систем (АКС).

Анализ последних исследований и публикаций. В обзоре мировых научных достижений по созданию разумных транспортных машин и систем устранение противоречия между уровнем информатизации общества и реальным состоянием автотранспорта решается интеллектуализацией транспортных средств, приданием автомобилям своеобразного машинного разума [1]. В России интеллектуализация транспортных процессов и технологий основывается на информатизации транспортных систем [2]. Автор работы видит решение этой проблемы как применение мехатроники, телематики и синергетики на автомобильном транспорте [3].

Синергетическое объединение автомобильных телематических систем и принципов создания мехатронных узлов, систем и агрегатов автомобиля, прежде всего, направлено на информатизацию, как отдельного транспортного средства, так и на управление движением транспортных потоков [4,5]. Автомобиль, движущийся в транспортном потоке можно представить как элемент информационной матрицы. Это подтверждение декларации идеи единого информационного пространства транспортных организаций, решение задачи создания виртуальных транспортных ситуационных центров (ТСЦ) [6]. Информатизация транспортной инфраструктуры машин и систем, создание единого информационного пространства транспортных организаций, ТСЦ должны обеспечить сокращение сроков внедрения и уменьшение затрат на создание АКС [7].

Рассмотрим практику решения этих задач на основе опыта мониторинга колёсных машин, мехатронизации и разработки технологии X-by-WIRE транспортных средств [8,9]. Для создания ИКТ на автотранспорте автомобили должны стать элементами информационной автомобильной матрицы, быть оборудованными ИКЦ, а транспортная система в целом представлять собою АКС.

Цель и постановка задачи. Цель проведенного исследования – повышение информативности участников движения на автомобильных дорогах и технологичности управления движением на автомагистралях. Главным в этом является оценка условий движения автомобилей, мониторинг их состояния и обмен информацией всех участников движения от водителя автомобиля до транспортной организации и транспортного комплекса в целом.

Общими для условий движения любой колесной машины, автомобиля являются геометрические характеристики элементов автомобильной дороги: план, продольный и поперечный профиль. Измерения других параметров движения (скорости, ускорения машины в целом и её агрегатов) привязываются к этим геометрическим элементам, их расположению, которое определяется по расстоянию l от "начала", некоторой фиксированной точки автомобильной дороги. Определим такие операторные соотношения, которые представляют собой процедуры оценки состояния дороги $S(t)$ по координатам в пространстве (упрощенно геометрия $\alpha(l)$), ровность $p(l)$, сцепные качества $r(l)$. Тогда в графическом виде можно представить это преобразование в виде следующей схемы рис.1.

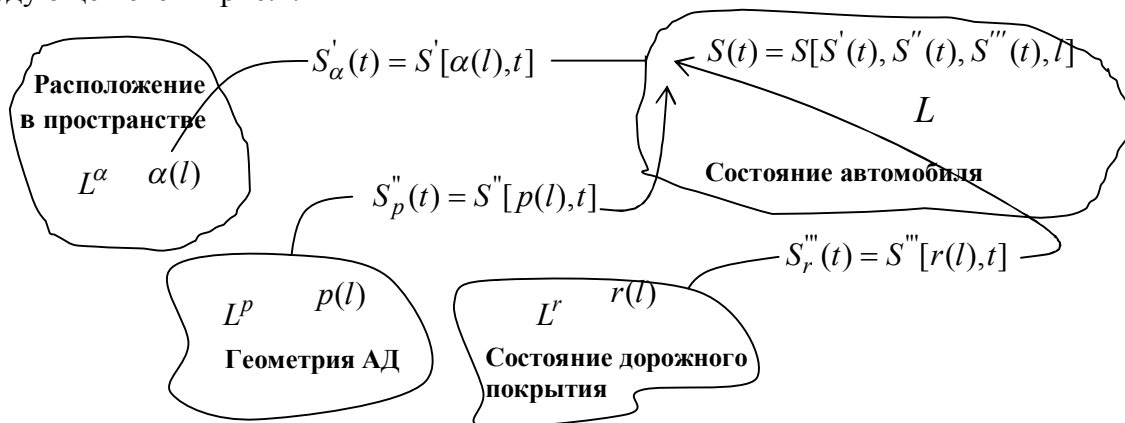


Рис. 1. Графическая интерпретация оценки движения автомобиля

Для того, чтобы получить эту информацию необходимо на борту автомобиля иметь ИКЦ, который является источником и приёмником информации для всех участников движения. Рассмотрим прототип такого ИКЦ, который был разработан и прошёл опытную эксплуатацию в ХНАДУ. Задачей проведенного исследования было определение особенностей регистрации ситуаций во время движения автомобиля и формирование базы дорожных данных.

Информационно-коммуникационный центр автомобиля. ИКЦ - это автомобильная компьютерная система универсального назначения: он используется как для оценки динамики автомобиля, так и для определения условий движения, мониторинга автомобильной дороги. Создан ИКЦ на основании современной сетевой технологии. Его основой является бортовая сеть, которая управляет процессами измерения и регистрации данных. В АКС по ИКТ используются портативные сотовые, спутниковые и технологии (GPS). В ИКТ есть доступ к Internet непосредственно из транспортного средства. Данная технология позволяет обмениваться информацией участникам движения (рис.2).

ИКТ предполагает использование глобальной спутниковой системы навигации (GPS). Так, система Lassen-SK8 Starter Kit фирмы Trimble обеспечивает интеграцию GPS в разрабатываемый программно-аппаратный комплекс. Сетевая концепция ИКТ,

основанная на ИКЦ, позволяет управлять служебными функциями и диагностикой систем автомобиля, мультимедийным оборудованием, получить доступ к внешней информации основанный на HTTP- протоколе беспроводной связи (реализация проекта сообщества General Motors, Ford, Delco, Netscape и Sun под названием "Network Vehicle"- сетевое транспортное средство).

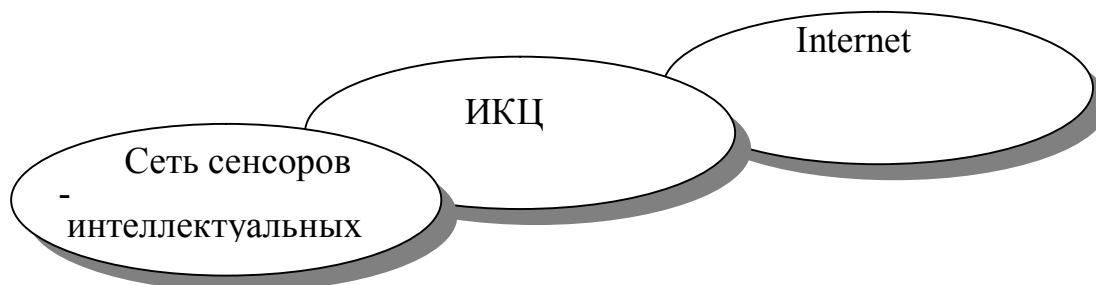


Рис.2 Трехуровневая структура телематической системы ИКТ-ИКЦ

Проведенный анализ сетевой реализации автомобильных электронных комплексов и перспектив их развития, выполненный в рамках создания новой сетевой технологии, позволяет однозначно определить концепцию разработки АКС с выходом в Internet. При этом необходимо учитывать возможность преимуществ мобильного офиса с WIRELESS технологией.

Рассмотрим конкретную реализацию системы для мониторинга динамики движения автомобиля и оценки условий и среды движения. ИКЦ работает на борту автомобиля. В такой ИКТ отличительной особенностью является то, что источниками сигналов является сам автомобиль, его колеса, кузов. Такую систему можно представить при помощи простых операторных соотношений. Так, если Y - оператор преобразования сигналов, то $y(n) = Y[x(n), t]$, где $y(n)$ - выходная последовательность, $x(n)$ - входная последовательность, t - время текущее. Это операторное соотношение, в котором оператор Y соответствует линейной системе с постоянными параметрами, так как для последовательностей $x_1(n)$ и $x_2(n)$ на входе, а $y_1(n)$, $y_2(n)$ соответственно на выходе для $ax_1(n) + bx_2(n)$ на входе будет $ay_1(n) + by_2(n)$, если a и b - произвольные константы.

ИКТ-ИКЦ определяет задачи анализа и синтеза АКС как системы интерактивного типа. Анализу подлежат как параметры, определяющие геометрию дороги, качество покрытия, так и параметры, определяющие состояние маршрута движения автомобиля (время прибытия, интенсивность движения, пробки), оценки действий водителя. Непосредственным "выходом" этой системы является скорость и траектория движения транспортного средства. Скорости вращения каждого из колёс V_i измеряются путем подсчета количества импульсов N_i . Так, для первого колеса

$$V_1 = \frac{C_1 \cdot f}{N_1}, \quad (1)$$

где f – частота заполнения временного интервала (2МГц).

На рис. 3 приведена схема, поясняющая работу ИКЦ в автомобильной ИКТ. Регистрация данных осуществляется по сигналам прерывания процессора маршрутного контроллера датчиком вращения одного из колес, которое определим как ведущее (например, переднее правое). В этом случае процесс мониторинга состоит из

последовательности повторяющихся циклов длительностью $T_{Ц}$. Тогда можно определить условие измерения V_1, V_2, V_3 следующим образом:

$$T_{Ц} > \max(t_{1ц}, t_{2ц}, t_{3ц}). \quad (2)$$

Скорости вращения колес всегда различны, так как реально выполняется условие $C_1 \neq C_2 \neq C_3$.

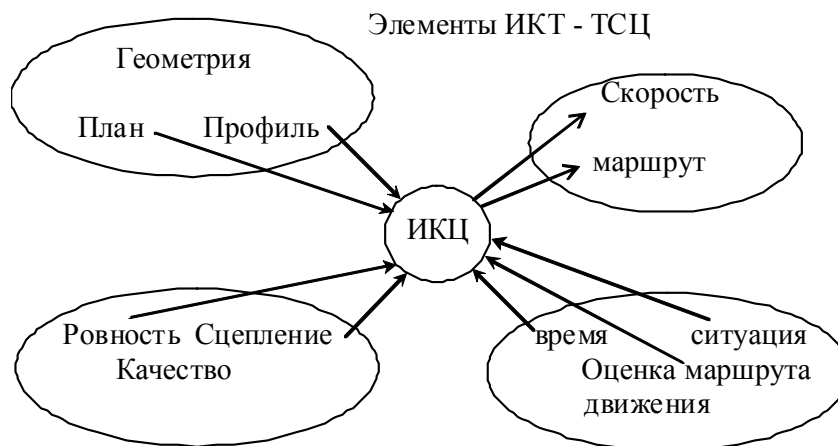


Рис.3 Функциональная схема ИКЦ-ИКТ

Определим через N_{ij} число счетных импульсов, соответствующих вращению колеса i в момент времени j . Значение N_{ij} определяется по N_{ij-1} , то есть наиболее близкое значение, если точность реакции ξ_1 принять не меньшей чем длина окружности колеса. Это решается организацией параллельной работы счетчиков N_{ij} , которые запускаются импульсами сенсорных элементов. Наряду с регистрацией N_{ij} измеряются ускорения транспортного средства в вертикальной и горизонтальной плоскостях. В результате получают сигналы, амплитуда которых характеризует ровность поверхности дороги и значение коэффициента сцепления колес автомобиля с дорогой.

Пусть длительность измеряемого сигнала, получаемого от сенсорных элементов, регистрирующего направление движения, равна t_H , продольного уклона- t_P , поперечного уклона- $t_{П}$. Тогда, длительность регистрации различных сигналов:

$$T_{Д} = t_H + t_P + t_{П} + t_{y1} + t_{y2}, \quad (3)$$

где t_{y1} и t_{y2} – время регистрации сигналов датчиков ускорений.

Общее время регистрации $T_{Рег} = \max(t_{\partial}, t_{1ц})$. Управление процессом мониторинга осуществляется при помощи специальной коммуникационной программы.

Время работы коммуникационной подпрограммы – $T_{Ком}$. Основное условие, которое должно выполняться при работе ИКЦ, с учетом (3) следующее:

$$T_{Ц} > \max(t_{Ком}, t_{Рег}). \quad (4)$$

Очевидно, что неравенство (4) является основным условием стабильной работы ИКЦ.

Выводы и рекомендации об использовании результатов.

Приведенные практические результаты и сама концепция использования на автотранспорте ИКТ, основанная на оборудовании автомобилей ИКЦ позволяет рассматривать АКС как средство к обеспечению автомобильного комплекса свойствами оптимальной динамической системы: управляемости; наблюдаемости; реализуемости; достижимости. Физически система, построенная на такой основе, обеспечивает комплексный, синергетический подход к проблеме управления движением автотранспортом. Следствие стабильность характеристик транспортной системы в целом. Продолжение проведенного исследования предполагает поиск и реализацию концепции единого информационного пространства транспортных систем, машин и организаций.

Литература: 1. Пржибил П. Телематика на транспорте /П. Пржибил, М. Свитек – М. : МАДИ (ГТУ), 2003 – 540 с. 2. Информационные технологии на автомобильном транспорте / [Власов В.М., Николаев В.Б., Постолит А.В. и др.] – М.: МАДИ (ГТУ), 2006. – 283 с.

3. Управління розвитком транспортних систем : монографія / В.О. Алексієв– Харків: ХНАДУ, 2008. – 268с. 4. Богомолов В.О. Концептуальне обґрунтування та синергетичний підхід до розвитку транспортних систем / В.О. Богомолов, В.О. Алексієв // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті : Науково-технічний журнал. – 2009. – № 5(78). – С.59–63. 5. Богомолов В.О. Проблема створення єдиного інформаційного простору транспортних організацій / В.О. Богомолов, В.О. Алексієв // Автомобільний транспорт : Сборник научн. трудов. – 2009. – Вып. 25. – С. 222–225. 6. Информатизація транспортної інфраструктури машин та систем /О.П. Алексієв, В.О. Алексієв, В.О. Хабаров, Г.Г. Четвериков // Біоніка інтелекту: Наук.-техн. журнал– 2010. – №3(74). – С. 52 – 57. 7. Алексеев В.О. Мониторинг динамических характеристик колесных машин // в книге Устойчивость колесных машин против заноса в процессе торможения и пути ее повышения: монография / Подригало М.А., Волков В.П., Алексеев В.О. и др. ; под ред. М.А. Подригало. – Харьков : ХНАДУ, 2006. – с. 288-376. 8. Алексієв В.О. Технологія X-by-WIRE та мехатронізація автотранспортних засобів / В.О. Алексієв // Вестник ХНАДУ : Сборник научн. трудов. – 2006. – Вып. 32.– С. 120–122. 9. Алексієв В.О. Візуальне моделювання інформаційних ресурсів транспортної інфраструктури / В.О. Алексієв, В.О. // Біоніка інтелекту: Наук.-техн. журнал– 2010. – №3(74). – С. 107–113.

Bibliography (transliterated): 1. Przhibil P. Telematika na transporte /P. Przhibil, M. Svitek – M. : MADI (GTU), 2003 – 540 s. 2. Informacionnye tehnologii na avtomobil'nom transporte / [Vlasov V.M., Nikolaev V.B., Postolit A.V. i dr.] – M.: MADI (GTU), 2006. – 283 s. 3. Upravlinnja rozvitkom transportnih sistem : monografija / V.O. Alek-siev– Harkiv: HNADU, 2008. – 268s. 4. Bogomolov V.O. Konceptual'ne obruntuvannja ta sinergetichnij pidhid do rozvitku transportnih sistem / V.O. Bogomolov, V.O. Aleksiev // Informacijno-kerujuchi sistemi na zaliznichnomu transporti : Naukovo-tehnichnij zhurnal. – 2009. – № 5(78). – S.59–63. 5. Bogomolov V.O. Problema stvorennja edinogo informacijnogo prostoru transportnih organizacij / V.O. Bogomolov, V.O. Aleksiev // Avtomobil'nyj transport : Sbornik nauchn. trudov. – 2009. – Vyp. 25. – S. 222–225. 6. Informatizacija transportnoi infrastrukturi mashin ta sistem /O.P. Alek-siev, V.O. Aleksiev, V.O. Habarov, G.G. Cvetverikov // Bionika intelektu: Nauk.-tehn. zhurnal– 2010. – №3(74). – S. 52 – 57. 7. Alekseev V.O. Monitoring dinamicheskikh harak-teristik kolesnyh mashin // v knige Ustojchivost' kolesnyh mashin protiv zanosa v processe tormozhenija i puti ee povyshenija: monografija / Podrigalo M.A., Volkov V.P., Alekseev V.O. i dr. ; pod red. M.A. Podrigalo. – Har'kov : HNADU, 2006. – s. 288-376. 8. Aleksiev V.O. Tehnologija X-by-WIRE ta mehatronizacija avtotransportnih zasobiv / V.O. Aleksiev // Vestnik HNADU : Sbornik nauchn. trudov. – 2006. – Vyp. 32. – S. 120–122. 9. Aleksiev V.O. Vizual'ne modeljuvannja informacijnih resursiv transpor-tnoi infrastrukturi / V.O. Aleksiev, V.O. // Bionika intelektu: Nauk.-tehn. zhurnal– 2010. – №3(74). – S. 107–113.

Алексієв В.О.

ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНИЙ ЦЕНТР АВТОМОБІЛЮ

У роботі запропонована структура (концепція) інтелектуального автомобіля на основі інформаційно-комунікаційної технології керування рухом транспортних засобів.

Aleksijev V.O.

AUTOMOBILE INFORMATION AND COMMUNICATION CENTRE

The structure (concept) of the smart car is offered on the basis of information and communication technology motion control of vehicles.

УДК 621.317

Бондарь А.И., Дегтярь С.М., Павленко С.А., Смоляков В.А., Юдин А.Ю.

**ИЗМЕРЕНИЕ РАСХОДА ЖИДКОСТИ
С ПОМОЩЬЮ УЛЬТРАЗВУКОВОГО РАСХОДОМЕРА**

Введение. Важное значение в системах управления производственными процессами и контроля качества выпускаемой продукции в машиностроении, нефтеперерабатывающей, химической, фармацевтической, пищевой промышленности имеет измерение расхода жидкости. Стремительное развитие электроники и вычислительной техники оказалось предпосылкой для широкой автоматизации самых разнообразных процессов в промышленности, однако реализация этой предпосылки в значительной мере определяется возможностями устройств для получения информации о регистрируемом параметре или процессе.

Цель работы. Выбор типа устройства для измерения расхода жидкости и газа для автоматизации технических процессов.

Основная часть. В настоящее время известно большое количество средств измерения, построенных на различных физических принципах, обеспечивающих измерение расхода самых разнообразных жидкостей. Наиболее распространенными и хорошо освоенными потребителями до недавнего времени являлись средства измерения, основанные на методе переменного перепада давления на сужающем устройстве, тахометрические и электромагнитные. В меньшей степени были распространены другие, в том числе ультразвуковые расходомеры.

В отличие от электромагнитных, ультразвуковые расходомеры могут использоваться для измерения расхода жидкостей-диэлектриков, например, нефтепродуктов. Особенностью ультразвуковых расходомеров является то, что они могут быть укомплектованы либо врезными датчиками, контактирующими непосредственно с жидкостью в трубопроводе, либо накладными (бесконтактными), монтируемыми на внешней поверхности трубопровода.

До недавнего времени на трубах среднего и большого диаметра наиболее широкое распространение имели узлы учета на сужающих устройствах. Однако в силу различных недостатков: засорения импульсных трубок, необходимости регулярного технического обслуживания, неудобства проведения периодической поверки, стачивания кромки, узкого динамического диапазона, потерь давления имеет смысл перейти на применение более современных ультразвуковых расходомеров.

Принцип действия ультразвукового расходомера (частота более 20 кГц) жидкости и газа основан на явлении смещения звукового колебания проходящего сквозь движущуюся жидкую среду.

Для измерения расхода жидкости и газа ультразвуком в основном используют следующие методы:

- фазовый метод;
- частотный метод;
- времяимпульсный метод.

Принцип фазового метода измерения расхода основан на измерении разности фазовых сдвигов двух ультразвуковых колебаний, направленных по потоку жидкости или газа и против него.

На поверхности трубопровода располагают два пьезоэлектрических элемента. В качестве пьезоэлектрических элементов используют пластины титаната бария, обладающие наиболее высоким пьезомодулем по сравнению с другими пьезоэлектриками. Один из пьезоэлементов механическим переключателем подключен к генератору высокочастотных синусоидальных электрических колебаний. Этот пьезоэлемент преобразует электрические колебания в ультразвуковые, которые направляются в контролируемую среду через стенки трубопровода. Второй пьезоэлемент воспринимает ультразвуковые колебания, прошедшие в жидкости расстояние, и преобразует их в выходные электрические колебания.

Наличие в схеме механического переключателя ограничивает возможность измерения быстро меняющихся расходов вследствие небольшой частоты переключений (порядка 10 Гц). Это можно исключить, если в трубопроводе установить две пары пьезоэлементов так, чтобы в одной паре излучатель непрерывно создавал колебания, направленные по потоку, а в другой – против потока. В таком расходомере на фазометр будут непрерывно поступать два синусоидальных колебания, фазовый сдвиг между которыми пропорционален скорости потока жидкости или газа. Однако установка второй пары пьезоэлементов существенно повышает стоимость такой системы по сравнению с системой построенной на основе частотного метода.

Принцип частотного метода измерения расхода основан на измерении частот импульсно-модулированных ультразвуковых колебаний, направляемых одновременно по потоку жидкости или газа и против него, определения разности этих частот, которая прямопропорциональна расходу жидкости.

Рассмотрим подробнее принцип времяимпульсного метода измерения расхода.

На рисунке 1 приведена структурная схема ультразвукового времяимпульсного расходомера с накладными датчиками.

Система включает в себя два пьезоэлемента (ПЭ), монтируемых с внешней стороны трубопровода по Z-схеме или по V-схеме (отличается тем, что в ней пьезоэлементы находятся с одной стороны трубопровода), и электронный блок. В данном случае рассматривается подключение по Z-схеме.

Пьезоэлементы размещаются на внешней стороне стенок трубопровода. Они являются одновременно и излучателями ультразвукового сигнала, и его приемниками. Генератор выдает синусоидальные колебания стабильной амплитуды с частотой 20 кГц.

После включения прибора происходит начальная установка регистров микроконтроллера: с помощью клавиатуры вводятся входные данные: D - диаметр трубопровода и ρ – плотность контролируемого вещества.

Микроконтроллер управляет коммутатором, который подключает пьезоэлементы, тем самым регулируя какой из них будет излучателем, а какой приемником ультразвукового сигнала. Пьезоэлемент, как было сказано выше,

возбуждается генератором, если он является излучателем, а если он является приемником, то ультразвуковым сигналом, пришедшим с пьезоэлемента - излучателя.

Сигнал, генерированный пьезоэлементом - излучателем, принимается пьезоэлементом - приемником. Затем он поступает через коммутатор на повторитель, назначение которого заключается в согласовании сопротивлений на входе усилителя и выходе коммутатора.

Затем сигнал поступает на усилитель, где он усиливается до определенного уровня. После этого он подается на вход фильтра, который выделяет полезный сигнал с частотой ультразвука (в нашем случае это 20 кГц). Через выпрямитель преобразующий переменный сигнал в постоянный, сигнал проходит на вход микроконтроллера.

Для корректировки вычислений используется датчик температуры (ДТ). Определение времени распространения ультразвукового сигнала осуществляется в самом микроконтроллере. Далее микроконтроллер выдает команду на изменение направления излучения и аналогичная ситуация повторяется. Цикл заканчивается, когда микроконтроллер осуществляет расчет времени прохождения ультразвукового сигнала против потока и в направлении потока жидкости. Затем в микроконтроллере производится расчет расхода жидкости по алгоритму расчета. Информация выводится на жидкокристаллический индикатор (ЖКИ) и при необходимости передается на центральную станцию обработки и учета.

Применение микроконтроллера позволяет аппаратно перестраивать прибор для измерения расхода различных веществ при различных диаметрах трубопровода.

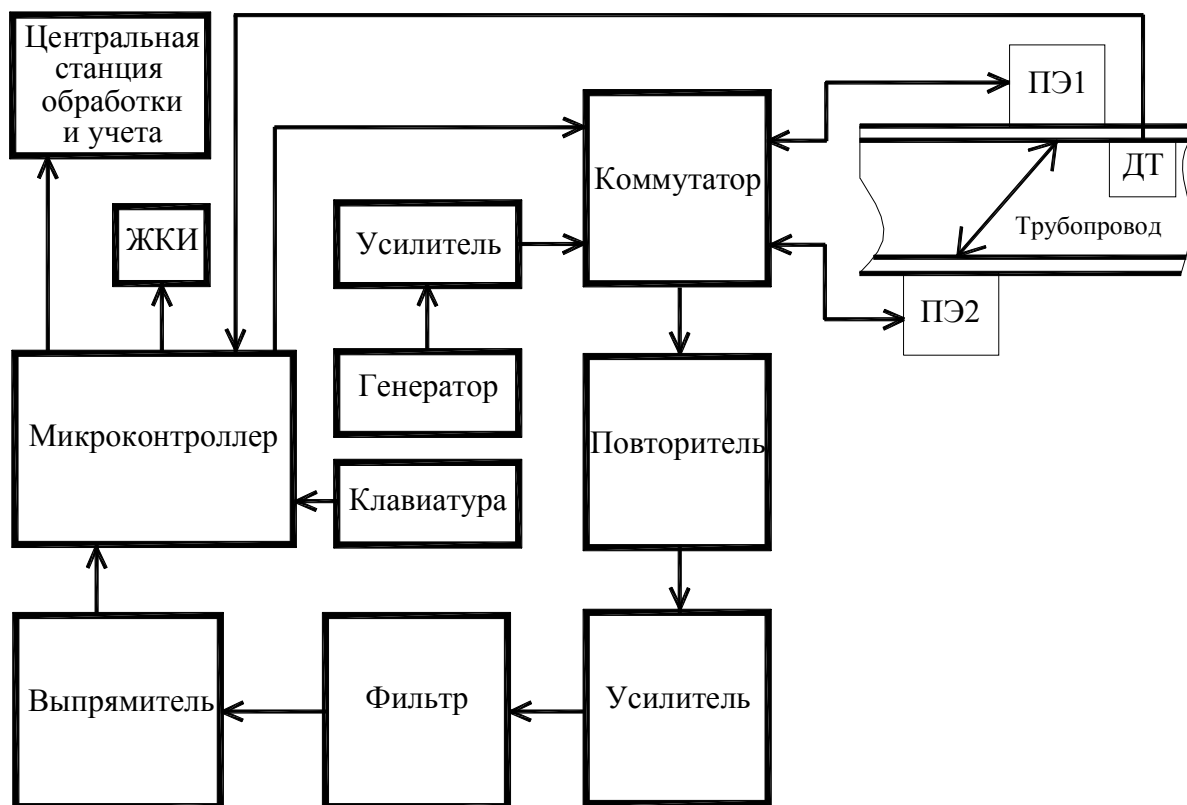


Рис.1. Структурная схема ультразвукового времяимпульсного расходомера

Рассмотрим физический принцип работы ультразвукового времяимпульсного расходомера.

Действие ультразвуковых преобразователей расхода основано на том, что скорость распространения звуковой волны в движущейся среде равна векторной сумме скорости звука в неподвижной среде и скорости среды. Если измерить суммарную скорость, то при известном значении скорости звука в неподвижной среде и известном угле между векторами скорости звука в неподвижной среде и скорости среды можно определить скорость потока, а, следовательно, и расход жидкости.

Измерение скорости звука в движущейся среде обычно осуществляется путем определения интервала времени t , в течение которого звуковая волна проходит известное расстояние.

Сигнал в виде ультразвукового импульса излучается излучателем и принимается приемником. Интервал времени между моментами приема и получения сигнала:

$$t = L \div (C + v \cdot \cos \theta) \approx L \cdot (1 - v \cdot \cos \theta \div C) \div C, \quad (1)$$

где C – скорость звука в неподвижной среде, v – скорость среды (потока), θ – угол между векторами C и v , L – расстояние, которое проходит звуковая волна за время t .

Отсюда при известных значениях L , θ и C находят скорость среды v .

Однако одноканальный метод определения расхода является сравнительно неточным. Именно поэтому применяют дифференциальные схемы с двумя каналами прохождения звука. Движение потока жидкости увеличивает скорость прохождения ультразвука в одном направлении и уменьшает в другом соответственно. Разность прохождения в двух каналах:

$$\Delta t = 2 \cdot L \cdot v \cdot \cos \theta \div C^2 \quad (2)$$

Но выражение (2) не учитывает многих аспектов при расчете, которые накладывают свой отпечаток на вычисление скорости, а следовательно, и расхода жидкости. Этими аспектами являются: толщина стенок трубопровода, параметры призмы излучателя и приемника (пьезоэлементов), изменение состава или температуры жидкости, что вызывает перемещение рабочей точки датчика по его нелинейной характеристике и приводит к возникновению погрешности на нелинейность. Компенсируется эта погрешность алгоритмом работы микроконтроллера с использованием базы данных измерений амплитуды сигнала пьезоэлемента, сигнала датчика температуры введением в выражение соответствующего коэффициента поправки.

С учетом вышесказанного используется формула для расчета расхода в единицах объема, которая после ряда преобразований выглядит следующим образом:

$$Q = \kappa \cdot \pi \cdot D^2 \cdot v \quad (3)$$

где Q – расход жидкости в единицу времени; κ – коэффициента поправки; D – внутренний диаметр трубопровода; v – скорость потока вещества.

Перейдем от единиц объема, какие выражает формула (3) к единицам массы используя ряд формул:

$$Q = V \div t_k \quad (4)$$

где t_p – время работы прибора; V – объем вещества, прошедшего через контролируемое сечение трубопровода за время работы прибора.

Из выражения (4) используя выражение (3) следует:

$$m = k \cdot \pi \cdot D \cdot v \cdot \rho \cdot t_k \quad (5)$$

где m – масса вещества, прошедшего через контролируемое сечение трубопровода за время контроля прибора; t_k – время контроля расхода прибора; ρ – плотность контролируемого вещества.

Достоинствами ультразвуковых расходомеров являются:

- малое или полное отсутствие влияния гидравлического сопротивления;
- высокая по сравнению с другими видами расходомеров надежность (так как отсутствуют подвижные механические элементы);
- высокое быстродействие за счет применения микроконтроллера;
- помехозащищенность;
- использование для измерения расхода газа и диэлектрических жидкостей;
- возможность использования как при стационарном, так и наружном (мобильном) вариантах эксплуатации;
- отсутствие прямого контакта с жидкостью.

Выводы: Ультразвуковой контроль расхода жидкости позволяет с требуемой точностью измерять расход жидкости в широком динамическом диапазоне при внутреннем диаметре трубы от 10 мм до 5000 мм без прямого контакта с ней. Результаты измерений могут передаваться на автоматизированную центральную станцию для последующей обработки и учета.

Литература: 1. Кремлевский П.П. Измерение расхода и количества жидкости, газа и пара. – М.: Изд-во стандартов, 1990. –192 с. 2. Башутин Ю.П. Новая эра в измерении расхода по перепаду давления // Приборы и системы управления. – 1998. - №5. - с. 54-56. 3. Морозов В.Б. Сравнительные характеристики ультразвуковых расходомеров // Приборы и системы управления. – 1997. - №11. – с.19 –24.

Bibliography (transliterated): 1.Kremlevskij P.P. Izmerenie rashoda i kolichestva zhidkosti, gaza i para. – M.: Izd-vo standartov, 1990. –192 s. 2. Bashutin Ju. P. Novaja jera v izmerenii rashoda po perepadu davlenija // Pribory i sistemy upravlenija. – 1998. - №5. - s. 54-56. 3. Morozov V.B. Sravnitel'nye harakteristiki ul'trazvukovyh rashodomerov // Pribory i sis-temy upravlenija. – 1997. - №11. – s.19 –24.

Бондар О.І., Дегтяр С.М., Павленко С.А., Смоляков В.А., Юдін А.Ю.

ВИМІРЮВАННЯ ВИТРАТ РІДИНИ ЗА ДОПОМОГОЮ
УЛЬТРАЗВУКОВОГО ВИТРАТОМІРУ

У статті розглянуто доцільність застосування ультразвукового часоімпульсного витратоміру в промисловості, надана його структурна схема, фізичний принцип роботи, отримано математична формула для визначення витрат рідини.

Bondar A.I., Degtyar S.M., Pavlenko S.A., Smolyakov V.A., Yudin.A.Yu.

**MEASUREMENT OF THE CHARGE OF THE LIQUID BY MEANS OF THE
ULTRASONIC FLOWMETER**

In clause the reasons of expediency of application ultrasonic timeimpulse a flowmeter in the industry are considered, its block diagram is presented, the physical principle of work is described and mathematical expression for definition of the charge of a liquid is received.

УДК 621.85-52

*Смоляков В.А., Гужва Ю.М., канд. техн. наук; Бадекин А.А.,
Безлепкин А.А., Стримовский С.В. канд. техн. наук*

**ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ НАПРАВЛЕНИЙ СОЗДАНИЯ
МИКРОПРОЦЕССОРНЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ СОСТАВНЫМИ
ЧАСТЯМИ ШАССИ ЛЕГКОБРОНИРОВАННЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН
УКРАИНСКОГО ПРОИЗВОДСТВА**

Введение. Современные взгляды теории и практики вооруженной борьбы обращают внимание на все возрастающую роль мобильных сил, которые способны вести стремительные маневренные действия на больших пространствах, как с развитой сетью дорог, так и на операционных направлениях вне дорог, а также в условиях сильных разрушений, затоплений, искусственных заграждений, где требуется широкий и быстрый маневр силами и средствами. В связи, с чем современные образцы легкобронированной колесной техники должны обладать высокими тактико-техническими характеристиками (ТТХ).

Анализ последних достижений и публикаций. При создании военной техники используются передовые инженерно-технические решения, которые обеспечивают ее преимущество на поле боя. Одним из таких решений является разработка и внедрение микропроцессорных систем автоматического управления (МСАУ) составными частями шасси военных машин. Анализ отечественных и зарубежных образцов легкобронированных колесных машин (ЛКМ) показывает, что украинскими разработчиками военной техники в настоящее время освоены и широко применяются МСАУ трансмиссией, подготовкой двигателя к пуску, защиты систем двигателя, кондиционирования, противопожарного оборудования, водоходных движителей [1, 2]. Применение этих систем позволяет получить высокие характеристики подвижности, боеготовности, обитаемости и надежного функционирования в боевых условиях. Тем не менее, остается открытым вопрос в разработке МСАУ работой дизельного двигателя, поворотом колесной машины, тормозными усилиями на колесах, подвеской, которые применяются на зарубежных образцах ЛКМ [3-6]. Таким образом, возникает следующее направление исследований в области создания МСАУ составными частями шасси для ЛКМ.

Цель и постановка задачи. Необходимо выполнить анализ целесообразности применения на ЛКМ МСАУ работой дизельного

двигателя, поворотом колесной машины, тормозными усилиями на колесах, подвеской. Так как внедрение каждой МСАУ на ЛКМ повышает ее себестоимость, но при этом большинство систем только облегчают управление ЛКМ и создают комфортные условия для водителя и лишь некоторые из них повышают ТТХ ЛКМ.

Анализ МСАУ составными частями шасси ЛКМ.


Обзор МСАУ составными частями шасси, применяемых на ЛКМ зарубежного и украинского производства, представлен в таблице.

Первым рассмотрим направление разработки и внедрения МСАУ дизельным двигателем на ЛКМ. На всех зарубежных ЛКМ применяются дизельные двигатели с электронным регулятором, который обеспечивает нормы токсичности EURO II или EURO III. Токсичность выхлопных газов дизельного двигателя является экологическим параметром и не влияет на ТТХ ЛКМ. По этому, на первый взгляд может показаться, что нет острой необходимости во внедрении МСАУ работой дизельного двигателя на украинских ЛКМ. Однако эта система кроме выполнения норм по токсичности также уменьшает расход топлива до 17% в сравнении с классическим центробежным регулятором [7]. А это в свою очередь увеличивает запас хода ЛКМ. На данный момент украинские производители ЛКМ решили эту проблему путем установки зарубежных дизельных двигателей с электронным регулятором. В частности на бронетранспортерах БТР-3Е и БТР-4А установлены дизельные двигатели DEUTZ BF6M1015F и Iveco Cursor II немецкого и итальянского производства. Но это решение имеет следующие недостатки:





- Зарубежный производитель, как правило, ограничивает рынок сбыта ЛКМ украинским производителям;
- Построить комплексную систему управления движением ЛКМ, которая позволит получить наивысшие параметры подвижности, экономичности, запаса хода машины; обеспечить плавное переключение передач в трансмиссии, а соответственно увеличить ресурс работы трансмиссии, возможно только при обеспечении обмена информацией между системами управления двигателем и трансмиссией. В данном случае это выполнить не возможно.

Таблиця

Применение МСАУ составными частями шасси на легкобронированных колесных машинах зарубежного и украинского производства

| | | МСАУ составными частями шасси легкобронированных колесных машин | | | | | |
|--|--------------------------------|---|-------------------------|-----------------------------------|--|-----------------------------------|--|
| Страна | Изделие | Управление дизельным двигателем | Управление трансмиссией | Управление поворотом | Управление тормозными усилителями на колесах | Управление подвеской | |
| Австрия  | Pandur 6x6 13,5 т | Электронный регулятор EURO III | АКП (Allison MT-653 DR) | Automatic Drive Management system | нет | нет (торсионы, амортизаторы) | |
| | Pandur 8x8 22 т | Электронный регулятор EURO III | АКП (ZF есомат HP602С) | ZF с электронным управлением | антиблокировочная система | нет (торсионы, амортизаторы) | |
| | Stryker 4x4 7,2 т | Электронный регулятор EURO II | АКП | нет | нет | нет (торсионы, амортизаторы) | |
| Германия  | Sondor I / II 4x4 11т, 13 т | Электронный регулятор EURO II/III | МКП / АКП | нет | нет / антиблокировочная система | нет (торсионы, амортизаторы) | |
| | Fuchs I / II 6x6 19т, 22 т | Электронный регулятор EURO II/III | АКП (ZF есомат HP602С) | нет / есть | нет / антиблокировочная система | нет (торсионы, амортизаторы) | |
| | Boxer 8x8 33 т | Электронный регулятор EURO III | АКП (ZF 7HP 902) | ZF с электронным управлением | нет | есть (гидропневматическая с МСАУ) | |
| Канада  | LAV-25 8x8 12,9 т | Электронный регулятор EURO II | АКП (Allison MT-653 DR) | нет | нет | нет (торсионы, амортизаторы) | |
| | LAV-III 8x8 16,3 т | Электронный регулятор EURO III | АКП (Allison MD 3066 P) | Automatic Drive Management system | антиблокировочная система | нет (торсионы, амортизаторы) | |
| | LAV-H 8x8 25 т | Электронный регулятор EURO III | АКП (Allison 3200SP) | Automatic Drive Management system | антиблокировочная система | есть (гидропневматическая с МСАУ) | |
| США  | LAV-300 Mk I 6x6 14,9 т | Электронный регулятор | АКП (Allison MD 3560) | Automatic Drive Management system | антиблокировочная система | нет (торсионы, амортизаторы) | |
| | Stryker 8x8 17,2 т | Электронный регулятор | АКП (Allison MD 3066) | Automatic Drive Management system | антиблокировочная система | нет (торсионы, амортизаторы) | |
| | GPV Captain 8x8 29 т | Электронный регулятор | АКП (Allison 3200SP) | Automatic Drive Management system | антиблокировочная система | есть (гидропневматическая с МСАУ) | |

Продолжение таблицы

| Страна | Изделие | МСАУ составными частями шасси легкобронированных колесных машин | | | | |
|--|---|---|-------------------------|------------------------------|---|-----------------------------------|
| | | Управление дизельным двигателем | Управление трансмиссией | Управление поворотом | Управление тормозными усилиями на колесах | Управление подвеской |
| Франция  | VCR/TT APC 6x6 7,9 т | центробежный регулятор | МКП | нет | нет | нет (торсионы, амортизаторы) |
| | VAB 6x6 14,8 т | Электронный регулятор EURO II | АКП (ZF 6HP500) | ZF с электронным управлением | нет | нет (торсионы, амортизаторы) |
| | VBCI Nexter 8x8 28 т | Электронный регулятор EURO III | АКП (ZF есомат HP602C) | ZF с электронным управлением | антиблокировочная система | есть (гидропневматическая с МСАУ) |
| Швейцария  | Piranha I, II 6x6, 8x8 11,5 т, 14 т | Электронный регулятор | АКП (Allison MT-653 DR) | нет | нет | нет (торсионы, амортизаторы) |
| | Piranha III, IV 6x6, 8x8 22 т, 25 т | Электронный регулятор EURO III | АКП (ZF 7HP 902) | ZF с электронным управлением | антиблокировочная система | есть (гидропневматическая с МСАУ) |
| Россия  | БТР-80 8x8 13,5 т | центробежный регулятор | МКП | нет | нет | нет (торсионы, амортизаторы) |
| | БТР-90 8x8 22 т | центробежный регулятор | АКП | нет | нет | нет (торсионы, амортизаторы) |
| Украина  | БТР-3Е 8x8 16,4 т | Двигатель DEUTZ BF6M1015F с электронным регулятором | АКП (Allison MD 3066) | нет | нет | нет (торсионы, амортизаторы) |
| | БТР-4А 8x8 23,9 т | Двигатель Iveco Cursor II с электронным регулятором | АКП | нет | нет | нет (торсионы, амортизаторы) |
| | БТР-4Е 8x8 21,6 т | центробежный регулятор | АКП | нет | нет | нет (торсионы, амортизаторы) |

Еще одной предпосылкой к внедрению МСАУ работой дизельного двигателя на ЛКМ украинского производства является то, что подобные работы по созданию электронного регулятора для дизельного двигателя 6ТД-2 уже проводились [8]. Он был успешно внедрен на танках Т – 80УД и ОПЛОТ. В свою очередь на бронетранспортере БТР-4Е устанавливается дизельный двигатель 3ТД-3, который имеет датчики положения педали подачи топлива, рейки топливных насосов и датчик частоты вращения коленчатого вала. Для изготовления МСАУ необходимо установить исполнительный орган – гидравлический сервопривод с пропорциональным электромагнитом, изготовить микропроцессорный блок управления, а отладочные работы можно проводить на изделии БТР-4Е. Кроме того, внедрение МСАУ работой дизельного двигателя на отечественных ЛКМ позволит в последствии создать дополнительные рабочие места и увеличить поступления в государственный бюджет Украины.

Второе направление связано с управлением передаточным отношением в трансмиссии ЛКМ. Оно позволяет повысить среднюю скорость движения машины, сократить время разгона до максимальной скорости, облегчить управление машиной и снизить утомляемость водителя. В настоящее время эта задача решается посредством применения автоматической коробки передач (АКП), которая состоит из комплексного гидротрансформатора, планетарной коробки передач и МСАУ. АКП сочетает в себе положительные свойства ступенчатой и бесступенчатой трансмиссий, и надежно работает в тяжелых дорожных условиях, поэтому, на сегодняшний день, она является одним из основных типов массовой автоматической трансмиссии для колесных машин [9].

Специалистами «Харьковского конструкторского бюро им. А.А. Морозова» сделан большой шаг вперед в этом направлении – разработана собственная АКП для ЛКМ, которую можно стыковать с дизельными двигателями разных производителей по требованию заказчика. Но, при этом остается открытым вопрос обмена информацией между системами управления двигателем и трансмиссией для получения комплексной системы управления движением.

Третье направление – управление поворотом ЛКМ. Системы управления поворотом призваны облегчить водителю выполнение поворота машины и повысить маневренность в стесненных условиях. Изначально, с этой целью в механизм рулевого управления был внедрен гидравлический усилитель. Но без применения МСАУ гидравлические усилители, как правило, имеют постоянный коэффициент усиления, что негативно сказывается на слишком больших или слишком малых скоростях движения ЛКМ: на малых скоростях движения требуются большие усилия на рулевом колесе, а на большой скорости – малые. Современные МСАУ гидравлическим усилителем рулевого управления выполняются по двум направлениям:

- управление, реагирующее на скорость движения транспортной колесной машины;
- управление, реагирующее на частоту вращения коленчатого вала двигателя.

В обоих случаях цель состоит в том, чтобы сделать более легким управление на низкой скорости движения и менее чувствительным (жестким) – на высокой. Такого рода системы, в зависимости от положения рулевого колеса, направляли только два передних колеса для транспортных колесных машин с колесной формулой 4x4, 6x6 или четыре передних колеса для машин с колесной формулой 8x8. Новое направление в создании систем управления поворотом транспортных колесных машин связано с созданием системы управления, которая на малых скоростях движения направляет все колеса в зависимости от положения рулевого колеса. Тем самым обеспечивается наименьший радиус поворота [10].

Четвертое направление – управление тормозными усилиями на колесах ЛКМ.

В связи с тем, что разработчики ЛКМ повышают их средние и максимальные скорости движения, то в тормозную систему стали внедрять МСАУ тормозными усилиями на колесах для повышения безопасности движения. В частности – антиблокировочная система тормозов.

Основной задачей антиблокировочной системы является поддержание в процессе торможения ЛКМ такого тормозного момента, который при данном состоянии дорожного покрытия исключает возможность блокировки колес и обеспечивает максимально возможный эффект торможения. Блокировка колес автомобиля в процессе торможения крайне нежелательна, так как увеличиваются тормозной путь и вероятность заноса ЛКМ. Антиблокировочная система препятствует блокировке колес при резком торможении, благодаря чему полностью сохраняется управляемость ЛКМ.

Пятое направление – управление подвеской ЛКМ.

МСАУ подвеской ЛКМ на сегодняшний день широкого распространения не получила. Поскольку она предназначена управлять жесткостью только в гидравлической или гидропневматической подвеске. В свою очередь гидравлическая и гидропневматическая подвески имеют большие габариты и массу в сравнении с неуправляемой подвеской, состоящей из торсионов, амортизаторов и рессор. Из таблицы обзора МСАУ составными частями шасси на ЛКМ видно, что управляемые гидравлическая и гидропневматическая подвески устанавливаются на машинах массой от 25 т и более. В сравнении с конструкцией обычной механической подвески, имеющей торсионы, амортизаторы и рессоры, управляемые гидравлическая и гидропневматическая подвески имеют следующие достоинства: возможность регулирования клиренса машины и жесткости подвески [10].

ЛКМ с управляемыми подвесками, имеют три размера клиренса:

- самый большой – для движения по бездорожью и преодоления больших препятствий;
- средний размер – для движения на автомобильных грунтовых дорогах и дорогах с асфальтобетонным покрытием;
- самый малый – для занятия оборонительных позиций. С целью уменьшения профильных размеров машины.

Такое решение позволило повысить проходимость машины. Регулирование жесткости подвески позволило уменьшить колебания корпуса ЛКМ в движении, а соответственно повысить точность ведения огня в движении.

Выводы. Таким образом, в результате проведенного анализа МСАУ составными частями шасси ЛКМ можно сделать следующие выводы. Для повышения тактико-технических характеристик отечественных ЛКМ украинским производителям необходимо, в первую очередь, интенсивно внедрять МСАУ двигателем, управления поворотом и тормозными усилиями на колесах. Эти системы в сочетании с уже имеющимися на отечественных ЛКМ позволят улучшить параметры подвижности, маневренность и повысить безопасность движения. Внедрение гидропневматической подвески с МСАУ целесообразно выполнять только на тяжелых ЛКМ специального назначения.

Литература: 1. Александров Е.Е. Быстроходные гусеничные и армейские колёсные машины: Краткая история развития. / Е.Е. Александров, В.В. Епифанов –Харьков: НТУ "ХПИ", 2001. – 375 с. 2. Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А.А. Морозова / [Веретенников А.И., Рассказов И.И., Сидоров К.В., Решетило Е.И.]. –Харьков: КП ХКБМ, 2007. – 188 с. 3. Шумилин С. Военные машины №14. Советские бронетранспортеры

До обговорення

БТР-60/70/80/90 / Сергей Шумилин – С.- Петербург: Невский бастион, 2006. – 113 с. 4. Christopher F Foss. French infantry fighting vehicle takes shape / F Foss Christopher // Jane's Defence Weekly. – 24 March 2004. – P. 12–13. 5. Joshua Kucera. US Army to send Sheriffe to Iraq / Kucera Joshua // Jane's Defence Weekly. – 15 September 2004. P. 8–9. 6. Eric H. Complete Guide Medium Armoured Vehicles 2009 / H. Eric // Armada.– 2009.–№1.– 40 с. 7. Энергетические установки колесных и гусеничных машин. Книга 2. Автоматическое управление транспортными двигателями внутреннего сгорания: [учеб. пособие для студ. высш. учеб. зав.] / [Александров Е.Е., Белогуб А.В., Белогуб В.В. и др.]; под ред. Е.Е. Александрова – Харьков: ХГПУ, 1996. – 548 с. 8. Александрова Т.Е. Стохастический синтез регулятора топливоподачи транспортного дизеля 6ТД. / Т.Е. Александрова, В.А. Карпенко, О.Я. Рафалович // Механика и машиностроение. – 1999. – №2. – С. 18–23. 9. 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. 10. Данов Б.А. Электронное оборудование иностранных автомобилей: Системы управления трансмиссией, подвеской и тормозной системой / Б.А. Данов, Е.И. Титов. – М.: Транспорт, 1998. – 78 с.

Bibliography (transliterated): 1. Aleksandrov E.E. Bystrohodnye gusenichnye i armejskie koljosnye mashiny: Kratkaja istorija razvitija. / E.E. Aleksandrov, V.V. Epifanov –Har'kov: NTU "HPI", 2001. – 375 s. 2. Har'kovskoe konstruktorskoe bjuro po mashinostroeniju im. A.A. Morozova / [Veretennikov A.I., Rasskazov I.I., Sidorov K.V., Reshetilo E.I.]. –Har'kov: KP HKBM, 2007. – 188 s. 3. Shumilin S. Voennye mashiny №14. Sovetskie bronetransportery BTR-60/70/80/90 / Sergej Shumilin – S.- Peterburg: Nevskij bastion, 2006. – 113 s. 4. Christopher F Foss. French infantry fighting vehicle takes shape / F Foss Christopher // Jane's Defence Weekly. – 24 March 2004. – R. 12–13. 5. Joshua Kucera. US Army to send Sheriffe to Iraq / Kucera Joshua // Jane's Defence Weekly. – 15 September 2004. R. 8–9. 6. Eric H. Complete Guide Medium Armoured Vehicles 2009 / H. Eric // Armada.– 2009.–№1.– 40 s. 7. Jenergeticheskie ustanovki kolesnyh i gusenichnyh mashin. Kniga 2. Avtomaticheskoe upravlenie transportnymi dvigateljami vnutrennego sgoranija: [ucheb. posobie dlja stud. vyssh. ucheb. zav.] / [Aleksandrov E.E., Belogub A.V., Belogub V.V. i dr.]; pod red. E.E. Aleksandrova – Har'kov: HGPU, 1996. – 548 s. 8. Aleksandrova T.E. Stohasticheskij sintez reguljatora toplivopodachi transportnogo dizelja 6TD. / T.E. Aleksandrova, V.A. Karpenko, O.Ja. Rafalovich // Mehanika i mashinostroenie. – 1999. – №2. – S. 18–23. 9. Aleksandrov E.E. Perspektivy prime-nenija gidromehaničeskoj transmissii s mikroprocessornoj sistemoj upravlenija na voennyh mashinah / E.E. Aleksandrov, S.V. Strimovskij // Mehanika ta mashinobudu-vannja. – 2006. – №1. – S. 92–98. 10. Danov B.A. Jelektronnoe oborudovanie inostran-nyh avtomobilej: Sistemy upravlenija transmissiej, podveskoj i tormoznoj siste-moj / B.A. Danov, E.I. Titov. – M.: Transport, 1998. – 78 s.

Смоляков В.А., Гужва Ю.М., Бадекін А.О., Безлепкін О.А., Стрімівський С.В.

ВИБІР І ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКІВ СТВОРЕННЯ
МІКРОПРОЦЕСОРНИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ СКЛАДОВИМИ
ЧАСТИНАМИ ШАСІ ЛЕГКОБРОНЬОВАНИХ КОЛІСНИХ МАШИН
УКРАЇНСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

Зроблено огляд мікропроцесорних систем керування складовими частинами шасі, що застосовуються на легкоброньованих колісних машинах. Обрано напрямки створення систем, які дозволять підвищити тактико-технічні характеристики вітчизняних легкоброньованих колісних машин.

Smolyakov V.A., Guzhva U.M., Badekin A.A., Bezlepkina A.A., Strimovskiy S.V.

SELECTION AND GROUND DIRECTIONS OF CREATION
MICROPROCESSOR CONTROL SYSTEMS THE COMPONENT PARTS CHASSIS
OF THE ARMOUR LIGHT WHEELED VEHICLE WHICH PRODUCE IN UKRAINE

To be review microprocessor control systems the component parts chassis, which applies on armour light wheeled vehicle. The direction of creation systems, which allow to raise performance characteristics on domestic armour light wheeled vehicle, is selection.

УДК 623.4

*Стаховський О.В., канд. техн. наук; Назаренко А.А.,
Коритченко К.В., канд. техн. наук; Сиротенко А.М., канд. техн. наук;
Кістерний Ю.І. канд. техн. наук;*

НАПРЯМКИ УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ ПОЖЕЖОГАСІННЯ БРОНЕОБ'ЄКТІВ

Наявність ефективної системи пожежогасіння на броньованому об'єкті є однією з вимог щодо забезпечення комплексного захисту танків. На даний час захист броньованих об'єктів від пожежі здійснюється автоматичними протипожежними засобами, що включені до комплексної системи захисту машини, шляхом ізолювання вогнища пожежі від повітря, в якому є кисень, за рахунок припинення циркуляції повітря і витіснення його вогнегасячою сумішшю (галогеновуглеводневими рідинами). З цією метою глушать двигун, вимикають нагнітач і вентилятори, герметизують силові відділення і подають вогнегасячу суміш до джерела вогню.

Вогнегасяча рідина (хладон), що застосовується [1-3], дозволяє ефективно загасити пожежу, де джерелами підтримки горіння є паливно-мастильні матеріали, елементи устаткування машини, що виконані з легкогорючих матеріалів (гумотехнічних виробів, полівінілхлориду оплітки електричних дротів і т.п.). Але система пожежогасіння, що застосовується на броньованому об'єкті, є малоефективною для запобігання вибуху боекомплекту під впливом високошвидкісного потоку осколків, що виникають під час пробиття броні, не передбачає усунування джерела пари палива. Використання хладону, як гасячого засобу, призводить до токсикації екіпажа як безпосередньо даним складом, так і продуктами його розпаду.

Вищезазначене свідчить про необхідність подальшого розвитку теорії і прикладних аспектів устрою системи пожежогасіння броньованого об'єкту. Результатами такого розвитку є рішення актуальної науково-технічної задачі, а саме - вирішення протиріччя між існуючим рівнем розвитку засобів пожежогасіння броньованих об'єктів і рівнем, який визначається вимогами сучасності і перспективи.

Аналіз зарубіжних засобів протипожежного захисту бойових машин. Підготовлений екіпаж броньованого об'єкту має меншу ймовірність прямого ураження в результаті попадання в машину кумулятивного снаряда, ніж ймовірність його ураження із-за виникнення пожежі в бойовому відділенні за наслідками попадання снаряду. Кумулятивний струмінь, що має швидкість 7500 м/с, проходить через броню і внутрішній об'єм машини менше, ніж за мілісекунду. При цьому, виникає небезпека руйнування паливних баків внутрішньої групи, трубопроводів гідравлічної або паливної системи і виникнення пари палива в бойовому відділенні. В результаті цього впродовж декількох мілісекунд пари палива або рідини запалюються і, якщо не прийняти заходів щодо ліквідації вогнища, то виникає вибух, що може призвести до втрати екіпажа.

Виходячи з досвіду використання бронетехніки у В'єтнамі і Іраку, командування армії США усвідомило важливість вирішення проблеми пожежогасіння і запобігання

вибухів, що призвело до встановлення на БТР М-113 і плаваючий БТР системи протипожежного обладнання (ППО) фірми «Хьюз». Зокрема, застосовувалися автоматичні системи ППО, що споряджалася оптичними датчиками як чутливими елементами. Але в цій системі питання захисту від помилкових спрацьовувань не було вирішено належним чином. Для спрацювання системи ППО за іншим варіантом виконання передбачалося встановлення навколо паливних баків сітки, виготовленої з тонкого дроту з гумовим покриттям. Принцип спрацювання системи у цьому випадку засновувався на тому, що під час пробиття паливних баків відбувається розривання металевої сітки з відповідним обриванням електричного кола, який використовується для приведення в дію балонів ППО. Тривала експлуатація системи виявила її незадовільні характеристики, оскільки наявність вібрації призводила до розривання електричного кола в результаті руйнувань, що було причиною хибних спрацьовувань балонів і, крім того, процес ремонту сітки виявився надмірно складним.

Роботи щодо удосконалення автоматичних систем ППО були направлені на розробку двоспектральних датчиків, які спрацьовують від випромінювання кумулятивного струменя, що проникає через броню, та випромінювання від полум'я під час згорання пари пального. Приділялася суттєва увага забезпеченню надійного захисту системи ППО від хибних сигналів. Зокрема, фірма «Санта Барбара Ресорч Сентер», що входила до складу корпорації «Хьюз Ейкрафт» розпочала розробки в даній області в 1969 році, одержавши замовлення від корпорації на створення датчика систем ППО, який мав би захист від хибних спрацьовувань. Спочатку було розроблено односмуговий лазерний датчик, що випробовувався фірмою в 1969 і 1970 роках. Надалі велася розробка двоспектрального датчика типу РМ, що мав два чутливі елементи, які працювали в ближніх і дальніх інфрачервоних областях спектру електромагнітних хвиль. Використання двох чутливих елементів було необхідне для того, щоб помилкові сигнали, які не пов'язані з виникненням джерела пожежі, не призводили до спрацювання системи. У ході розробки системи ППО було проведено більше, ніж 120 натуральних випробувань об'єктів на вибух, в основному з використанням БТР, дослідного зразка танка ХМ-1 (під час дослідження на чутливість). Зразки системи ППО при цьому зберегли працездатність. Крім того, дослідні машини, на яких були встановлені датчики системи ППО цієї фірми, пройшли 40000 миль без хибних спрацьовувань системи.

Автоматична система ППО, що створена фірмою «Крайслер» в тісній співпраці з фірмою «Санта Барбара Ресорч Сентер», складається з датчиків РМ-3 або РМ-34 (від 3 до 7 датчиків в бойовому відділенні і від 2 до 4 в силовому відділенні, залежно від об'ємів і щільності компоновки відділень), електронного блоку управління і декількох балонів з вогнегасячою речовиною з автоматичними клапанами. Місткість балонів визначалася виходячи з об'єму відділення, що захищається. Як вогнегасяча речовина системи ППО використовувався «Хелон» 1301 фірми «Дю Понт».

Слід зазначити, що у системах пожежогасіння, що застосовували раніше, як вогнегасяча речовина використовували лише вуглекислоту. Ці системи були великими за об'ємом, тому що для гасіння вогню необхідно 40 об'ємних відсотків CO_2 на противагу 7 об'ємним відсоткам у випадку застосування галону. Отрутні й кородуючі галони, такі як, тетрахлористан і хлорбромметан, більше не застосовують. У наш час за кордоном у вогнегасниках застосовується два види галона: Хелон 1211 (за прийнятою в нашій країні маркіровкою - хладон 12В1) - для переносних (ручних) вогнегасників і для зон, у яких відсутні люди; Хелон 1301 (хладон 13В1) - для зон, у яких присутній особовий склад, а також для електроустановок, що перебувають під напругою.

Чутливими елементами датчика виявлення пожежі РМ є звичайний кременевий фотодіод, що працює в смузі $0,8 \div 1,0$ мкм (ближня інфрачервона область) і

фотоелемент, що працює в смузі 7÷30 мкм (дальня інфрачервона область). Датчик призначений для розпізнавання кумулятивного струменя, пожежі або вибуху у вуглеводневому середовищі і видачі сигналу за час менше, ніж 2 мс. Відповідно характеристик, що заявлені фірмою, розпізнавання джерела вогню здійснюється поетапно. Спочатку повинен спрацювати елемент датчика, що працює в дальній інфрачервоній області, а потім елемент датчика, що працює в ближній інфрачервоній області. У зв'язку з низькою чутливістю елемента датчика, що працює в дальній інфрачервоній області, він додатково оснащався електронним підсилювачем. Випробування підтвердили ефективність виконання датчика вищезазначеної конструкції.

Як швидкодіючі виконавчі елементи системи ППО бронеоб'єктів, що стоять на озброєнні армії й морської піхоти США, досліджувалися клапани з електромагнітними та піротехнічними приводами. За результатами досліджень встановлено, що обидва типа клапанів працюють задовільно, але з експлуатаційних причин перевага надана електромагнітному клапану (для роботи з вибуховими речовинами особовий склад). Спрацювання клапана забезпечує випуск із балонів вогнегасячої речовини «Хелон»-1201 або осушеного азоту, що попередньо закачані в балони під тиском приблизно 5 МПа.

Гасіння пожежі досягається за рахунок розривання ланцюгової хімічної реакції, за якої відбуваються згорання вуглеводнів. У стандарті «Асоціації національного протипожежного захисту»-12А зазначено, що для ліквідації більшості пожеж, які протікають у вуглеводневому середовищі, необхідна концентрація вогнегасячої речовини більше, ніж 3%, а для повної нейтралізації атмосфери – більше, ніж 6%. Той же стандарт встановлює границі дії речовини «Хелон» 1301 на організм людини: припустиме перебування протягом 5 хвилин, при наявності в повітрі 7% вогнегасячої речовини (за об'ємом) і протягом один хвилини при його наявності від 7 до 10%. Система ППО забезпечує концентрацію речовини «Хелон» 6÷7%. Тому, для забезпечення виживання екіпажу після завершення гасіння пожежі для примусової подачі повітря, як правило, автоматичні системи ППО поєднуються з фільтровентиляційними установками.

Практично всі броньовані машини, що розроблені в Німеччині, оснащені протипожежним устаткуванням німецької фірми «Дойгра», яка є дочірнім підприємством англійської фірми «Гревинер». Це такі танки, як "Леопард 1" і "Леопард 2", легко броньовані машини БМП "Мардер", БРМ "Лукс". Окрім систем ППО бронеоб'єктів, ця фірма займається розробкою та виробництвом систем пожежної сигналізації й пожежогасіння для виробничих підприємств, комерційних автомобілів, об'єктів сухопутних військ, військово-повітряних сил і військово-морських сил.

На теперішній час в місцях підвищеної вогненебезпеки, наприклад у моторно-трансмійному відділенні машини, зазвичай встановлюють багато чисельні точкові датчики, що реагують на підвищення температури та видають сигнал на автоматичне спрацювання системи пожежогасіння. Фірма «Дойгра» пропонує систему, в якій застосовується коаксіальний кабель-датчик товщиною близько 2мм із діелектриком між внутрішнім і зовнішнім провідниками. Перевага цього лінійно-подібного теплового сигналізатора полягає в тому, що він може розташовуватися на двигуні, довкола нього й на противагу до точкових датчиків, майже не займає об'єму, що полегшує монтаж і демонтаж двигуна. Сигналізатор має дуже високу швидкодію, а також здатний видавати сигнал щодо закінчення пожежі. Система ППО працює в такий спосіб: при зміні температури, змінюється опір і об'єм коаксіального кабелю, величини яких вимірюються в пульті керування. Він видає сигнал на спрацювання системи. У танку "Леопард 1" робоча температура потрібен спеціально навчений

спрацьовувань, тому що включення системи ППО залежить від загального опору кабелю. Величина 220°C є середньою температурою. Видача сигналу про більш високі температури (більше 600°C), що характерні для полум'я, відбувається як у випадку загального підвищення температури, так і у разі впливу полум'я на окремі частини кабелю. Можливість помилкового спрацьовування, наприклад, під час поразки кабелю, виключається за рахунок того, що система автоматично контролює об'єм кабелю.

У танках "Леопард 1" і "Леопард 2" з метою економії місця балони з галоном розташовані не в моторно-трансмісійному, а в бойовому відділенні. Якщо одного балона не достатньо для повного тушіння пожежі, механік-водій може вручну включити одночасно два балони. Кількість галона, що використовують для гасіння пожежі, розраховують таким чином, щоб забезпечити 4% концентрацію галона навіть у разі пробиття броньового захисту моторно-трансмісійного відділення з відповідним збільшенням інтенсивності повітряних потоків у цьому випадку.

Залежно від ємності фірма «Дойгра» випускає три різновиди балонів: на БМП "Мардер" застосовують балони, що вміщують 2,7 кг галона, на більшості інших машин використовують балони з ємністю 5,5 кг, а плаваюча машина М-2 обладнана балонами із двома випускними горловинами.

Завдяки більшій густині галона порівняно з вуглекиснем, в засобах пожежогасіння, для галона потрібна менша ємність. Також значно зменшується час виходу вогнегасячої речовини: час виходу 5,5 кг речовини з балону фірми «Дойгра» дорівнює приблизно 4 с. Час виходу CO_2 тієї ж маси становить приблизно 25 с. Хелон є таким засобом пожежогасіння, що не залишає після себе будь-яких осадків (залишків).

Інформація щодо конструктивного устрою системи ППО закордонних зразків бронетехніки у відкритих джерелах практично відсутня. Можливо припустити, що на американських зразках бронетехніки використовують конструкції, що описані в патенті США [4], власником якого є американський уряд. У зазначеній роботі представлені варіанти конструкцій балонів системи ППО, що забезпечують подачу рідкої вогнегасячої речовини типу «Хелон» 1301 під високим тиском. Наприклад (рис. 1а), у випадку, коли балон 1, що наповнений галоном 3, розташовують вертикально, довільному витіканню галону 3 перешкоджає мембрана 4. Для спрацьовування системи використовують генератор високого тиску 2, який є електричне керований по провіднику 5. Даний газогенератор 2 може бути виконаний відповідно до конструкції фірми Таллей Индастриес.

у відсіку двигуна становить приблизно 100°C , а у разі підвищення температури приблизно до 220°C видається сигналізація про пожежу. У разі прикладання частини коаксіального кабелю до місця з підвищеною температурою, не виникає помилкових

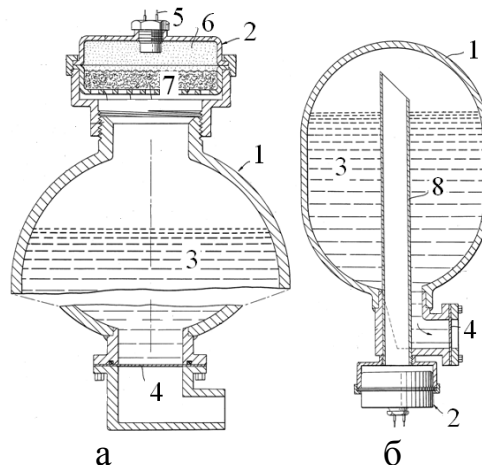


Рис. 1. Схеми устрою балону системи ППО з газогенератором високого тиску за патентом США [4]

Як суміш 6, що генерує азот, використовують азит натрію з масовою часткою 62 % і оксид міді з масовою часткою 38 %. Газ, що генерується, додатково проходить через фільтруючий елемент 7. Високий тиск, що одержується, забезпечує розривання мембрани 4 з наступною подачею галона 3 в область пожежі.

У випадку (рис 1б), якщо газогенератор 2 розташовують знизу, то в середину балона вводиться трубка 8.

Для випадку довільного розташування балона в просторі передбачається застосування наступної конструкції (рис. 2). На відміну від попередніх конструкцій, у такому виконанні корпус балона 1 повинен мати циліндричну форму. Додатково в балон 1 вставляється поршень 9 і пружина 10. У цьому випадку усувається необхідність фільтрації газу, що генерується. Використання пружини 10 дозволяє уникнути виникнення повітряних пробок у початковий момент витікання рідини 3.

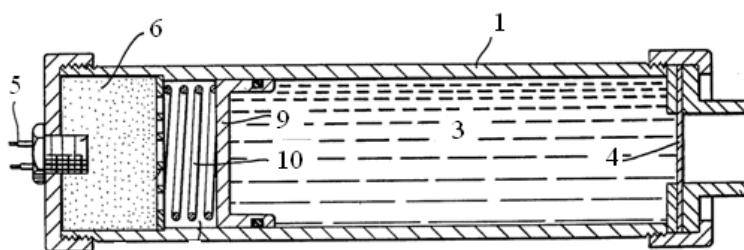


Рис. 2. Схеми устрою балона системи ППО поршневого типу з газогенератором високого тиску [4]

Аналіз технічних засобів протипожежного захисту бойових машин Збройних Сил України. Протипожежне обладнання вітчизняних броньованих машин включено до складу системи колективного захисту, що додатково містить у собі устаткування для захисту від зброї масового ураження. Вона являє собою автоматичну систему, що функціонально складається з датчиків, підсилювачів, комутуючої апаратури, фільтровентиляційної установки, а також допоміжних установок.

На теперішній час у вітчизняних танках і БМП встановлюють автоматичні системи пожежогасіння із датчиками точкового виявлення пожежі. Кожен окремий термодатчик є чутливим до температурного перепаду, що перевищує 100 °С. У бойовому відділенні танків розташовано до десяти серійних датчиків типу ТД, у моторно-трансмійному відділенні - до п'яти. Усередині БМП, де перебуває екіпаж, автоматичне пожежогасіння не застосовується. За сигналом з термодатчиків такі автоматичні системи пожежогасіння забезпечують включення чергового справного балону на одне або обоє відділень машини одночасно. У якості вогнегасячої рідини застосовується хладон 114В2. Система приводиться в дію протягом 5÷15 с, забезпечує локалізацію й гасіння інтенсивних пожеж. Як перспективна вогнегасяча речовина розглядається хладон 13В1, що являє собою газ у нормальних умовах і який має меншу токсичність, у порівнянні з хладоном 114В2.

Однак точкова роздільна здатність термодатчиків зазначеної чутливості та швидкодії є недостатньою для швидкої локалізації та усунення пожежі в місцях розташування боєприпасів і паливних баків у разі застосування противником повітряних засобів нападу з кумулятивними боєприпасами, що виявилось в подіях на Близькому Сході. В умовах жаркого клімату в танках Т-55 і Т-62 після ураження кумулятивним снарядом відбувалося швидке запалення пально-мастильних матеріалів, що призводило до вибуху в бойовому відділенні. Таким чином, потребують

удосконалення елементи сигналізації пожежі. Окрім того, доцільне удосконалення роботи системи пожежогасіння щодо забезпечення усунення джерела паливно-повітряної суміші. Це може бути досягнуто, наприклад, відкачуванням палива, що розлилося, з бойового відділення машини.

Розрахуємо необхідну масу хладона для гасіння пожежі в танку типа Т- 64Б за сучасними методиками [5-7]. У роботі [5] для розрахунку маси хладона 114В2 або 13В1, яке необхідне для гасіння пожежі в закритих об'ємах, використовується вираз:

$$m = Vq_n k + m_1 \zeta + m_2 + m_3 ,$$

де m - маса хладона в [кг]; V – внутрішній об'єм конструкції; q_n - нормативна вогнегасяча концентрація, що приймається для вибухопожежонебезпечних конструкцій $0,37 \text{ кг/м}^3$; k - коефіцієнт, що враховує втрати хладона в результаті витоків з конструкції ($k = 1$ за відсутності витоків, для конструкцій дорівнює $k = 1,2$); m_1 - залишок хладона в балоні в [кг]; ζ - число балонів; m_2 - залишок хладона в розподільних трубопроводах в [кг]; m_3 - залишок хладона в колекторі в [кг]. Також в цій роботі вказується, що за наявності постійних отворів, поверхня яких складає від 1 до 10 % поверхні захищаючих конструкцій, передбачається додаткова витрата хладона, що дорівнює 2 кг на 1 м^2 отворів.

Об'єм повітря у внутрішньому заброньованому просторі складе близько $3 \div 4 \text{ м}^3$. Нехтуючи втратами хладона, одержимо необхідну масу $1,11 \div 1,48 \text{ кг}$. В бронеоб'єкті є три балони по 1,2 кг хладона. Сумарний перетин відкритих люків танка не перевершує $0,5 \text{ м}^2$, що вимагає додатково близько 1 кг хладона. Таким чином, система ППО танка з облік втрат забезпечує перевищення необхідної кількості хладона, чим забезпечує багатократне спрацювання.

Разом з тим, питанню виживання екіпажу не приділено достатньої уваги. Так, після спрацювання системи ППО доцільне залишення їм бойової машини, що не завжди можливо здійснити в бойових умовах. Навіть після тушіння вогню під час подачі хладона з першого балону, температура всередині танка не може впасти миттєво. А у разі застосування лише термічних датчиків це означає наявність команди у системі ППО для продовження тушіння пожежі. За такими наслідками, час перебування екіпажа в середовищі з високою концентрацією хладону може суттєво перевищувати допустимі норми.

Висновки. З аналізу зарубіжних засобів протипожежного захисту бойових машин встановлено, що роботи по удосконаленню систем ППО продовжуються і в теперішній час. Дані роботи направлені на зменшення ймовірності спрацювання системи ППО від хибних сигналів, зменшення часу спрацювання системи та забезпечення виживання екіпажу.

Системи ППО вітчизняних броньованих машин, що стоять на озброєнні, за типом вогнегасячої рідини та її витратами відповідають зарубіжним зразкам. Разом з тим, необхідно здійснити подальше удосконалення системи щодо застосування більш сучасних датчиків, вирішити питання усунення джерела випаровування палива, збільшити рівень виживання екіпажа.

Література: 1. Об'єкт 447А (437А) Техническое описание и инструкция по эксплуатации. - М: Военное издательство, 1985 – 765 с. 2. Автоматизированные системы защиты танков и БМП. - М: Военное издательство, 1989 – 285 с. 3. Боевая машина пехоты БМП-2.

До обговорення

Техническое описание и инструкция по эксплуатации. - М.: Военное издательство, 1987 – 352 с. 4. Патент США № 4319640 Gas generator-actuated fire suppressant mechanism / Карл Р. Бробейл, Ворен Мич, МПКЗ А62С35/02 – 8 с. 5. Баратов А.Н., Иванов Е.Н. Пожаротушение на предприятиях химической и нефтеперерабатывающей промышленности. – М.: Химия, 1979. – 368 с. 6. Пожарная опасность строительных материалов / А.Н. Баратов, Р.А. Андрианов, А.Я. Корольченко и др.; Под ред. А.Н. Баратова. – М.: Стройиздат, 1988. – 380 с. 7. А.Я. Корольченко, Д.А. Корольченко Пожаровзрывоопасность веществ и материалов и средства их тушения. Справочник. – М.: Асс «Пожнаука», 2004. – Ч.1. – 713 с.

Bibliography (transliterated): 1. Ob'ekt 447A (437A) Tehnicheskoe opisaniya i instrukcija po jekspluataciji. - M.: Voennoe izdatel'stvo, 1985 – 765 s. 2. Avtomatizirovannye sistemy zavity tankov i BMP. - M.: Voennoe izdatel'stvo, 1989 – 285 s. 3. Boevaja mashina pehoty BMP-2. Tehnicheskoe opisaniya i instrukcija po jekspluataciji. - M.: Voennoe izdatel'stvo, 1987 – 352 s. 4. Patent SShA № 4319640 Gas generator-actuated fire suppressant mechanism / Karl R. Brobejl, Voren Mich, MPK3 A62C35/02 – 8 s. 5. Baratov A.N., Ivanov E.N. Pozharotushenie na predpriyatijah himicheskoj i nefteperabatyvajuwej promyshlennosti. – M.: Himija, 1979. – 368 s. 6. Pozharnaja opasnost' stroitel'nyh materialov / A.N. Baratov, R.A. Andrianov, A.Ja. Korol'chenko i dr.; Pod red. A.N. Baratova. – M.: Strojizdat, 1988. – 380 s. 7..Ja. Korol'chenko, D.A. Korol'chenko Pozharovzryvoopasnost' vewestv i materialov i sredstva ih tushenija. Spravochnik. – M.: Ass «Pozhнаука», 2004. – Ch.1. – 713 s

Стаховский О.В., Назаренко А.А., Корытченко К.В., Сиротенко А.Н., Кистерный Ю.И.
НАПРАВЛЕНИЯ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ СИСТЕМ
ПОЖАРОТУШЕНИЯ БРОНЕОБЪЕКТОВ

На основе анализа технических характеристик, устройства и принципа работы зарубежных и отечественных систем пожаротушения определены возможные направления усовершенствования данных систем. Дальнейшее усовершенствование данных систем может быть направлено на применение более современных датчиков, устранения источника испарения топлива, увеличения уровня выживаемости экипажа.

Stahovskiy O.V., Nazarenko A.A., Korytchenko K.V., Syrotenko A.M., Kisterniy Yu.I.
DIRECTION OF IMPROVEMENTS OF ARMORED
FIRE-PROTECTION SYSTEM

It was found out possible directions of improvement of the fire-protection systems on the basis of analysis of technical features, design and operation mode of the foreign and home systems. The further improvement of the systems can be directed on application of more modern sensors, removals of source of fuel evaporation, increase of level of survivability of the crew.

ТЕХНОЛОГІЯ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.91.01-36

Лавриненко С.Н., канд. техн. наук; Омельченко В.Н., канд. техн. наук

ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРОСТРАНЕНИЯ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ
В ОБЪЕМЕ ОПТИЧЕСКОГО ПОЛИМЕРА

На качество формируемой оптической поверхности, образующейся при контролируемом направленном разрушении срезаемого слоя обрабатываемого материала при алмазной лезвийной обработке, большое влияние оказывает стабильность установившегося процесса резания и связанное с ней состояние материала приповерхностного слоя готового изделия и наличие в нем остаточных внутренних напряжений [1, 2].

На основании качественной и количественной оценки результатов проведенных исследований предложена модель процесса деформации обрабатываемого материала и стружкообразования при алмазном микрорезании оптических полимеров. Согласно этой модели процесс микроразрушения обрабатываемого материала под воздействием режущего клина можно разбить на три характерных этапа.

На рис. 1 представлены типовые картины распространения напряженного состояния в зоне резания для инструмента со значением переднего угла $\gamma = 10^\circ$ для каждого из трех этапов: этапе врезания; этапе пластических и сдвиговых деформаций и этапе стружкообразования (квазиустановившегося процесса резания). Изохромы (границы серой и черной зон), полученные в проникающем поляризованном свете благодаря фотоупругим свойствам полимера, позволяют определить глубину распространения напряженного состояния в тело заготовки и, следовательно, определить глубину распространения остаточных напряжений в поверхностном слое обработанного изделия.

Первый этап - этап врезания инструмента в заготовку (рис. 1,а) – характеризуется отсутствием или низким уровнем микродеформаций и, следовательно, микроразрушений в снимаемом слое материала. С момента контакта режущего клина с обрабатываемым материалом под действием возникающих напряжений происходит накопление субмикроразрывов – образование субмикротрещин и слияние их в микротрещины, как следствие термофлуктуационного разрыва полимерных цепей и микроразрушения в зоне действия критических напряжений. Эта зона на рис. 1 ограничена изохромой – линией равных напряжений (граница серого поля на микрофотографии в поляризованном свете).

Второй этап – этап пластического течения материала и переход к сдвиговым деформациям (рис. 1,б) – характеризуется тем, что обрабатываемый материал в зоне при вершине режущего клина подвергается значительным растягивающим деформациям. При значении переднего угла $\gamma = 0^\circ$ уровень главных деформаций растяжения и сжатия примерно одинаков на всех участках передней поверхности инструмента и по величине значительно превышает уровень главных деформации для инструмента с передним углом $\gamma = 10^\circ$. Дальнейшее уменьшение значения переднего угла ($\gamma = -5^\circ$) приводит к тому, что зона высокого уровня главных растягивающих деформаций перемещается из тела заготовки от вершины режущего клина в тело срезаемого слоя. Таким образом, если в случае $\gamma = 10^\circ$ обрабатываемый материал разрушается главным образом в зоне, расположенной вблизи вершины режущего клина и русло магистральной трещины при этом распространяется вдоль направления главного движения резания, то при значениях переднего угла $\gamma = 0^\circ$ и $\gamma = -5^\circ$ разрушение материала идет преимущественно в толщине снимаемого слоя, что приводит к увеличению энергетических затрат на

процесс стружкоотделения, и, следовательно, к росту силы резания, температуры и другим неблагоприятным последствиям. При этом значительно увеличивается уровень остаточных напряжений в приповерхностном слое готового изделия.

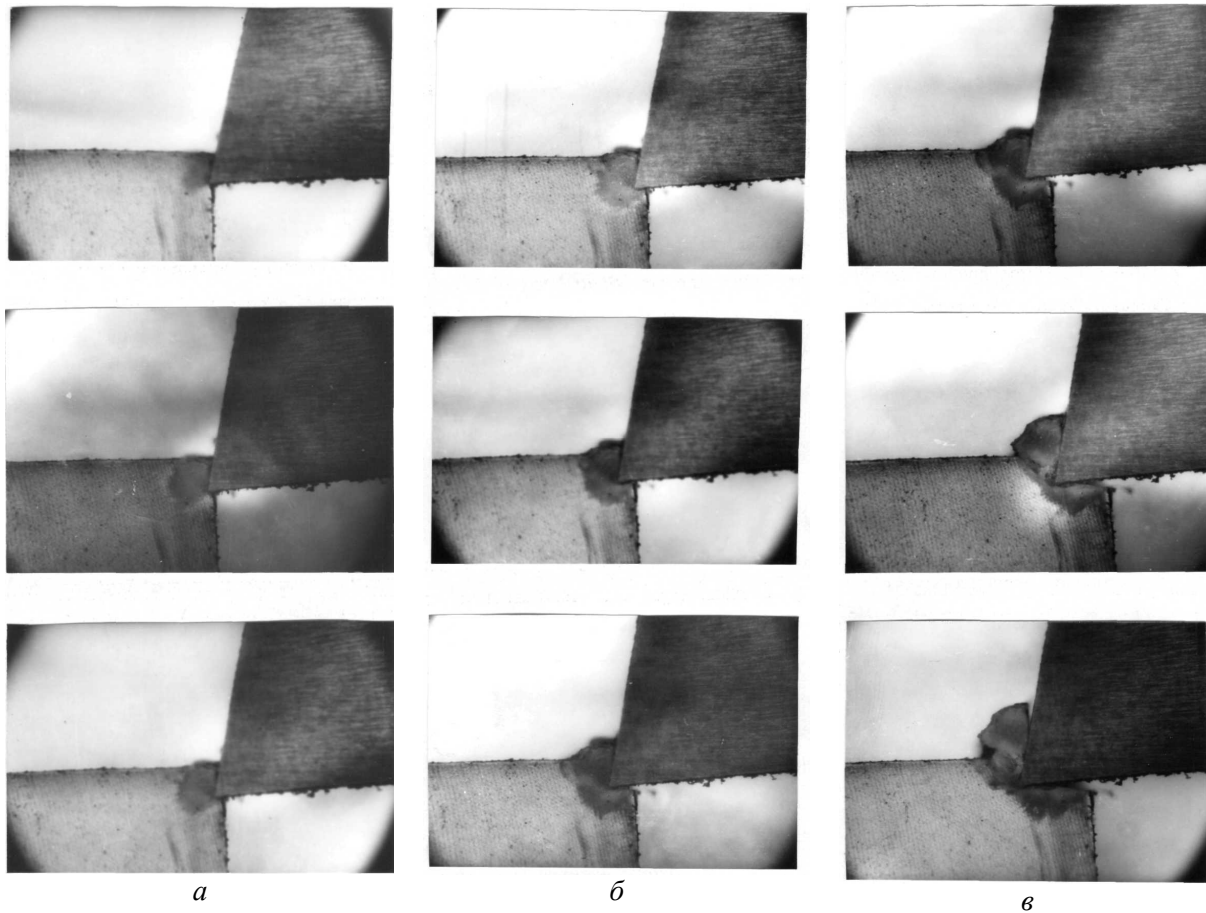


Рис. 1. Зона напряженного состояния обрабатываемого материала:
а – на этапе врезания; б – на этапе пластического деформирования;
в – на этапе стружкоотделения

Следует отметить, что направление распространения деформации зависит от геометрических параметров режущего инструмента, а величина ее распространения – от условий режима обработки. При этом более низкий уровень значений главной деформации сжатия в области при вершине режущего клина объясняется разрушением материала в результате образования и роста магистральной трещины. Существенно то, что зона напряжений распространяется в тело заготовки на расстояние, равное глубине резания t вдоль направления главного движения резания и на глубину $(0,5...0,6)t$ в перпендикулярном направлении. Эти напряжения приводят к образованию микродефектов в поверхностном слое обработанного изделия и являются составной частью остаточных напряжений, приводящих к преждевременному «старению» поверхности оптических полимеров и нарушению эксплуатационных свойств готовых изделий.

Третий этап – этап стружкоотделения (рис. 1,в) характеризует установившийся процесс резания. Образовавшийся на предыдущем этапе уровень главных деформаций

последовательно увеличивается по величине и его максимум смещается в зону поверхностей сдвига. С момента отделения первого элемента стружки уменьшается глубина распространения зоны напряженного состояния как в направлении главного движения резания ($0,5t \dots 0,7t$), так и в перпендикулярном направлении в глубину поверхностного слоя ($0,3t \dots 0,5t$). Уменьшение глубины распространения зоны напряженного состояния при установившемся процессе резания объясняется влиянием так называемого «краевого эффекта» и тем фактом, что для начала разрушения материала уровень напряжений должен превысить некоторый критический предел, соответствующий пределу прочности материала. Величина превышения этого предела и отражается в увеличении зоны распространения напряженного состояния в начальный период процесса стружкообразования.

Данные других исследований поверхностного слоя полимеров после механической обработки в поляризованном проникающем свете [3] приводят значения толщины зоны деформации до $0,5t \dots 0,9t$ в зависимости от значений подачи, переднего угла и скорости резания. Однако эти данные, как показали наши исследования, нуждаются в корректировке по глубине распространения остаточных напряжений, которые в процессе эксплуатации готового изделия приводят к увеличению глубины дефектного слоя за счет зарождения новых микродефектов и их разрастания.

Результаты исследования распространения напряженного состояния в объеме обрабатываемого материала и глубины проникновения напряжений в поверхностный слой обработанного оптического изделия при изменении наиболее существенного фактора процесса стружкообразования – переднего угла инструмента – представлены в таблице 1.

Таблиця 1

Распространение напряженного состояния в обрабатываемом материале при резании оптических полимеров при $t = 0,1$ мм

| Варьируемые факторы | | Параметры распространения напряжений | | |
|---------------------|----------|---|--|--|
| Обозначение | Величина | Глубина распространения остаточных напряжений, мм | Общая площадь распространения, мм ² | Площадь ниже обработанной поверхности, мм ² |
| γ , град. | +10 | 0,09 | 0,32 | 0,1 |
| | 0 | 0,15 | 0,52 | 0,18 |
| | -5 | 0,23 | 0,64 | 0,21 |

Выводы:

1. В результате обработки и анализа экспериментальных данных представлена модель процесса деформации обрабатываемого материала и стружкообразования при алмазной лезвийной обработке полимерных материалов и композиций на их основе, обладающих свойством фотоупругости.

2. Предложенная модель позволяют прогнозировать реальную толщину

До обговорення

дефектного слоя обробленої поверхності з урахуванням можливості зменшення рівня залишкових напружень, вносимих на етапі механічної обробки, з метою забезпечення високого якості і довговічності виробленої полімерної оптики

Литература: 1. Дюбнер Л., Грай К., Пипер Г.–Ю., Лавриненко С.Н. Трёхмерный компьютерный анализ поверхности оптических изделий после прецизионной механической обработки // Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. – 1998. – Вып.6. – ч.4. – С. 66–69. 2. Лавриненко С.Н. Обеспечение низкого уровня дефектности поверхностей прецизионных и ультрапрецизионных изделий из аморфных полимерных материалов // Резание и инструмент в технологических системах. – 2001. – № 60. – С. 117–120. 3. Цуг Г. Резание пластмасс. В кн.: Справочник по технологии резания материалов. Кн.2. М.: Машиностроение, 1985. – 688 с.

Bibliography (transliterated): 1. Djubner L., Graj K., Piper G.–Ju., Lavrinenko S.N. Trehmernyj komp'juternyj analiz poverhnosti opticheskikh izdelij posle precizionnoj mehanicheskoy obrabotki // Informacionnye tehnologii: nauka, tehnika, tehnologija, obrazovanie, zdorov'e. – 1998. – Вып.6. – ch.4. – С. 66–69. 2. Lavrinenko S.N. Obespechenie nizkogo urovnja defektnosti poverhnostej precizionnyh i ul'traprecizionnyh izdelij iz amorfnyh polimernyh materialov // Rezanie i instrument v tehnologicheskikh sistemah. – 2001. – № 60. – S. 117–120. 3. Cug G. Rezanie plastmass. V kn.: Spravochnik po tehnologii rezanija materialov. Kn.2. M.: Mashinostroenie, 1985. – 688 s.

Лавриненко С.М., Омельченко В.М.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОШИРЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ В ОБСЯЗІ ОПТИЧНОГО ПОЛІМЕРУ ПРИ АЛМАЗНІЙ ЛЕЗОВІЙ ОБРОБЦІ

Якість сформованої оптичної поверхні після алмазної лезової обробки визначається станом матеріалу приповерхневого шару готового виробу і наявністю в ньому залишкових внутрішніх напружень. Запропоновано модель процесу деформації матеріалу, що оброблюється, та стружкоутворення при алмазному мікрорізання, згідно з якою процес мікроруїнування полімеру під впливом ріжучого клина можна розбити на три характерних етапи: етап врізання; етап пластичного деформування; етап стружковідділення. Запропонована модель дозволяє прогнозувати реальну товщину дефектного шару обробленої поверхні з урахуванням можливості зменшення рівня залишкових напруг, які вносяться на етапі механічної обробки, що забезпечить високу якість виробленої полімерної оптики.

Lavrynenko S.N., Omelchenko V.N.

INVESTIGATION OF STRESSES PROPAGATION IN VOLUME OF OPTICAL POLYMER BY DIAMOND CUTTING PROCESS

The quality of optical surfaces formed by diamond cutting depends on the state of the material of the surface layer of the finished product and the presence in it of residual internal stresses. A model of the cut material deformation and chip formation in diamond microcutting is presented, and according to which the process of microfractures of the polymer under the influence of the cutting wedge can be divided into three characteristic stages: stage of incision, stage of plastic deformation, phase of chip forming. The proposed model can predict the actual thickness of the defective layer of the machined surface with the possibility of reducing of the level of residual stresses, which introduced during machining, and providing of high quality of polymer optics.

УДК 621.793.7

ПРЕДЛАГАЕМЫЕ ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ УПРАВЛЕНИЯ КАЧЕСТВОМ ГАЗОПЛАМЕННЫХ ПОКРЫТИЙ ПРИ ВОССТАНОВИТЕЛЬНОМ РЕМОНТЕ ДЕТАЛЕЙ

Постановка проблемы. Газопламенное напыление является одним из перспективных технологических методов нанесения восстановительных и упрочняющих покрытий. Широкому внедрению этого способа напыления препятствует отсутствие системы управления качеством газопламенных покрытий. Для разработки технологии восстановления детали необходимо проведение научно-исследовательской работы по определению оптимальных режимов газопламенного напыления, что связано с отсутствием общей методики проектирования этого процесса.

Управление качеством газотермических покрытий включает в себя выбор технологических параметров процесса, влияющих на показатели качества покрытий, и регулирование ими (стабилизация или изменение по заданной программе). На сегодняшний день существует лишь несколько типовых технологических процессов нанесения плазменных покрытий на простейшие детали (поршневые кольца двигателей, нитеводители текстильных машин и т. п.) [1].

Анализ основных достижений и публикаций. Типовой технологический процесс восстановления деталей газопламенным нанесением покрытий включает следующие операции: подготовка напыляемой поверхности, нанесение подслоя (при необходимости), напыление покрытия, обработка покрытия. Каждая технологическая операция характеризуется определенным количеством факторов, оказывающих влияние на свойства покрытий. Изучению влияния различных факторов на свойства покрытий посвящено много работ. В итоге пришли к выводу, что на качество напыленного слоя влияют более 60 различных факторов [1].

Качество покрытия характеризуется следующими свойствами: прочностью сцепления покрытия с основой, когезионной прочностью напыленного слоя, пористостью, равномерной толщиной покрытия, уровнем остаточных напряжений, однородностью структуры и свойств покрытия, рис. 1 [2].

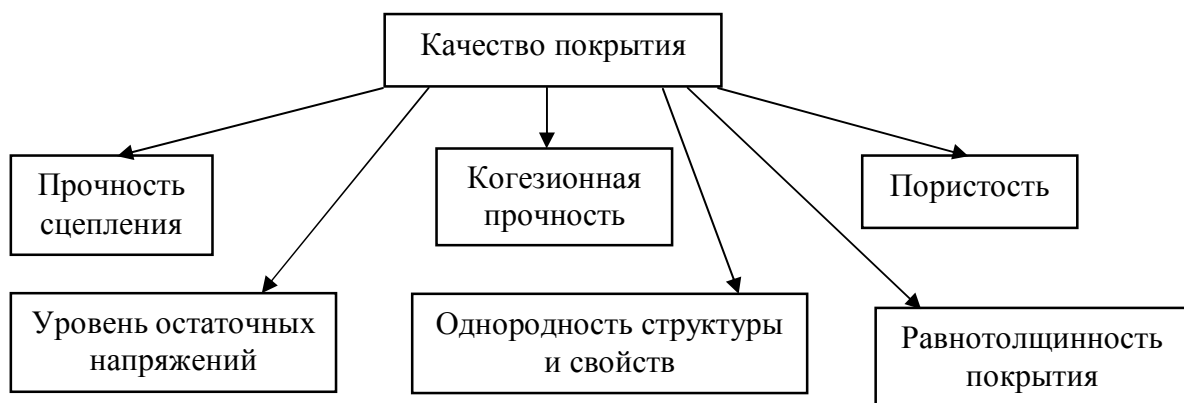


Рис. 1. Качество покрытия

Качество модели процесса напыления является не регламентируемым элементом, что вызвано недостаточной разработкой вопросов управления свойствами покрытий.

Основным фактором, от которого зависит качество газопламенного покрытия, является точность математической модели процесса напыления, обеспечивающей стратегию и алгоритмы управления свойствами покрытий.

Формулирование цели статьи. Разработать обобщенную схему влияния факторов на показатели качества газопламенных покрытий и их связи с технологическими операциями напыления.

Определить связь управляющих воздействий и показателей качества газопламенных покрытий.

Сформулировать общие принципы управления качеством газопламенных покрытий.

Основной материал. Для разработки принципов управления качеством газопламенных покрытий необходимо рассмотреть факторы и их влияние на качество напыляемых покрытий.

При газопламенном напылении покрытия все факторы, влияющие на его качество, можно разделить на две группы. К первой группе относятся факторы, определяющие параметры процесса газопламенного напыления: состав и расход горючей газовой смеси, свойства напыляемого материала, конструкция газопламенной горелки, скорость и температура струи горючей газовой смеси, а также напыляемых частиц. Ко второй группе относятся: твердость и шероховатость напыляемой поверхности, дистанция напыления, температура основы, скорость перемещения напыляемой поверхности по отношению к горелке, условия охлаждения напыляемого покрытия, дополнительные воздействия на напыляемую деталь и покрытие.

Обобщенная схема влияния факторов на показатели качества газопламенных покрытий и их связь с технологическими операциями напыления представлена на рис. 2.

Из обобщенной схемы рис. 2 видно, что от 1-ой группы факторов зависят температура и скорость напыляемых частиц, которые достигают основы и определяют свойства покрытий. Постоянные величины температуры и скорости частиц достигаются стабильностью состава и расхода горючей газовой смеси, однородным фракционным составом напыляемого материала. Вторая группа факторов также влияет на все показатели качества покрытия. Поэтому повышение качества напыляемого покрытия может быть достигнуто с учётом комплексного влияния факторов 1-ой и 2-ой группы.

Вследствие неоднородности распределения по поперечному сечению газовой струи температурного и скоростного полей, напыляемый порошок нагревается не одинаково. В этой связи, периферийные частицы нагреваются недостаточно и попадание их в покрытие приводит к снижению его качества. Для предотвращения этого явления применяют экраны и насадки к горелке различных конструкций. Прочность сцепления покрытия с основой зависит от слоя, находящегося в контакте с поверхностью детали. Поэтому необходимо, чтобы этот слой содержал по возможности меньше периферийных частиц. Их число зависит также от такого фактора, как скорость относительного перемещения газопламенной горелки и напыляемой поверхности. При недостаточной скорости нижний слой будет формироваться с большим количеством периферийных частиц. Поэтому, важным является правильный выбор скорости относительного перемещения.

Эффективным способом повышения прочности сцепления покрытия с основой является управление таким фактором, как охлаждение напыляемого покрытия с целью поддержания температуры основы в определенных пределах. Для этого применяют

До обговорення

обдувку детали со стороны противоположной напылению сжатым воздухом, азотом, сжиженным углекислым газом, смесью сжатого воздуха с водой и др.

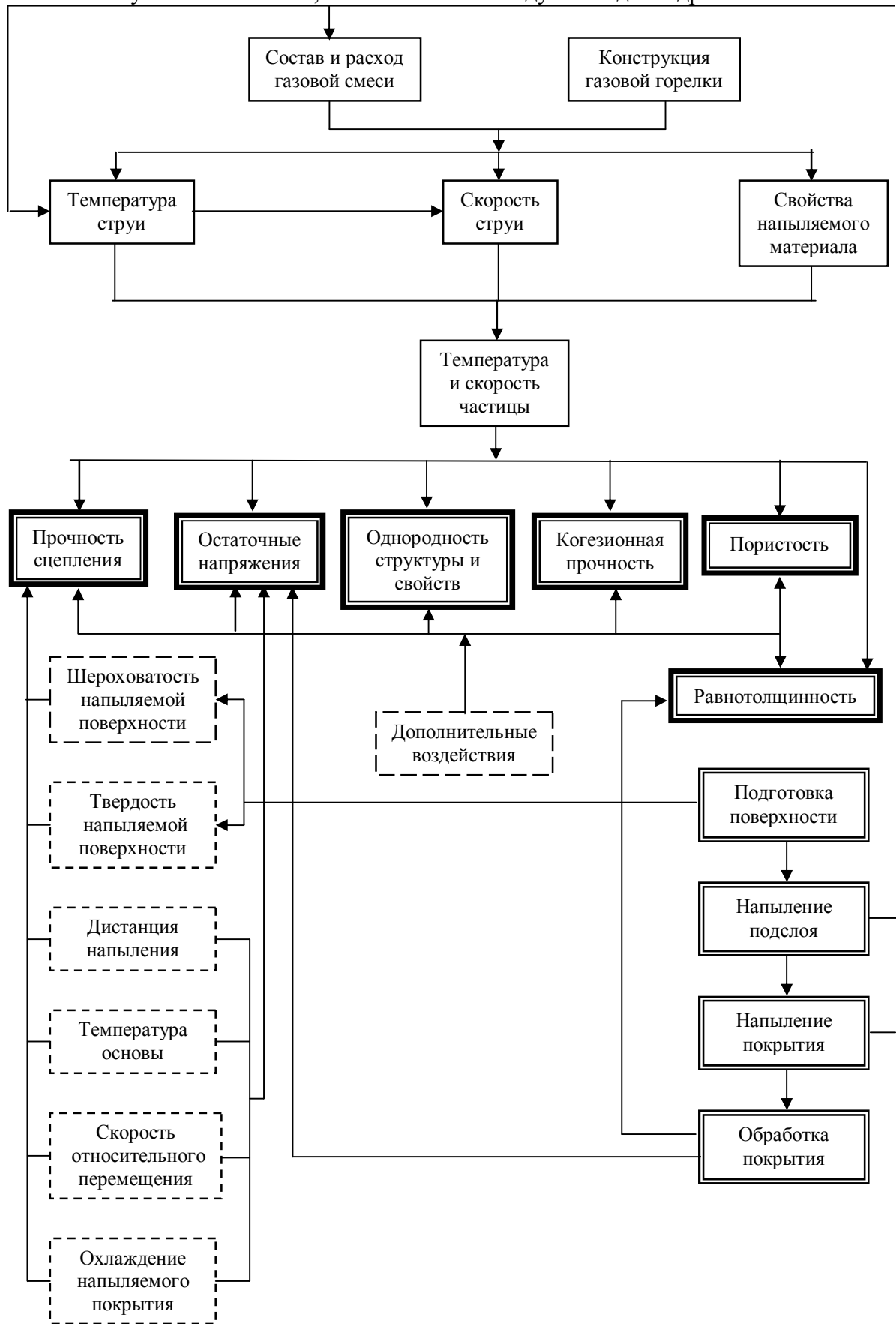


Рис. 2. Обобщенная схема влияния факторов на показатели качества газопламенных покрытий и их связь с технологическими операциями напыления

Предварительная подготовка напыляемой поверхности заключается в очистке её от грязи, масел и создания определенной шероховатости. Повышение прочности сцепления покрытия с основой происходит за счет зацепления расплавленных частиц о микронеровности поверхности и увеличения площади взаимодействия. Так площадь поверхности после абразивно-струйной обработки в три раза больше площади поверхности до обработки [1].

Важным фактором, влияющим на прочность сцепления напыляемого покрытия с основой, является величина промежутка времени между технологическими операциями подготовки поверхности и напылением покрытия. При разработке технологии напыления покрытий необходимо предусмотреть, чтобы этот промежуток времени был минимальным. Это позволит сохранить поверхность наиболее энергетически активной (ювенильной), что положительно скажется на прочности сцепления покрытия с основой.

В случае напыления покрытия из материала, значительно отличающегося от материала основы по коэффициенту термического расширения, например керамики на металл, необходимо применять подслои из материала, который имеет промежуточное значение коэффициента термического расширения, что обеспечивает формирование более низкого уровня остаточных напряжений в переходной зоне покрытие-подслой-основа. В качестве материала подслоя обычно применяют порошки алюминиды никеля или нихрома, как наиболее доступные и не дорогие.

Получение покрытий равной толщины и минимальной волнистости зависит от стабильности работы порошкового питателя и скорости относительного перемещения напыляемой поверхности и горелки.

Дополнительные воздействия на напыляемую деталь и покрытие позволяют целенаправленно повысить любой из показателей качества покрытия. Осуществляется необходимое воздействие на деталь или зону напыления путем интегрирования способа газопламенного напыления с другими методами обработки и технологиями. Например, наложение колебаний на напыляемую деталь позволяет снизить уровень остаточных напряжений в покрытиях.

Качество оборудования для газотермического напыления определяется ресурсом его стабильной работы, шириной диапазона регулирования параметров, возможностью быстрой переналадки, степенью механизации и автоматизации, а также эргономическими и экологическими показателями, влияющими на качество труда операторов. Качество заготовки, если не учитывать ее конструктивных особенностей, определяется качеством подготовки поверхности для напыления. Требования к качеству наносимого материала и рабочих газов приведены в соответствующих нормативных документах.

Управляющие воздействия на показатели качества покрытий представлены на рис. 3.

В качестве выходных параметров обычно принимают прочность сцепления покрытия с основой, уровень остаточных напряжений, когезионную прочность, пористость, равнотолщинность, однородность структуры и свойств.

Управляющие воздействия можно объединить в три группы: 1 – параметры напыления (давление горючего газа $P_{гг}$, давление кислорода $P_{к}$, расход горючего газа $Q_{гг}$, расход кислорода $Q_{к}$, соотношение между горючим газом и кислородом β , давление воздуха обжимающего газовое пламя $P_{в}$), 2 – кинематические параметры (дистанция напыления L , угол напыления α , скорость перемещения горелки V , скорость подачи горелки S , скорость вращения заготовки n), 3 – дополнительные воздействия

(иглофрезерование – величина натяга Δ , обороты иглофрезы $n_{иф}$, скорость подачи иглофрезы $S_{иф}$; виброобработка – амплитуда деформации ϵ_m , частота колебаний детали f , время виброобработки t), электроискровое легирование – мощность разряда N_p , напряжение U , ток короткого замыкания $I_{кз}$, ёмкость конденсатора C).

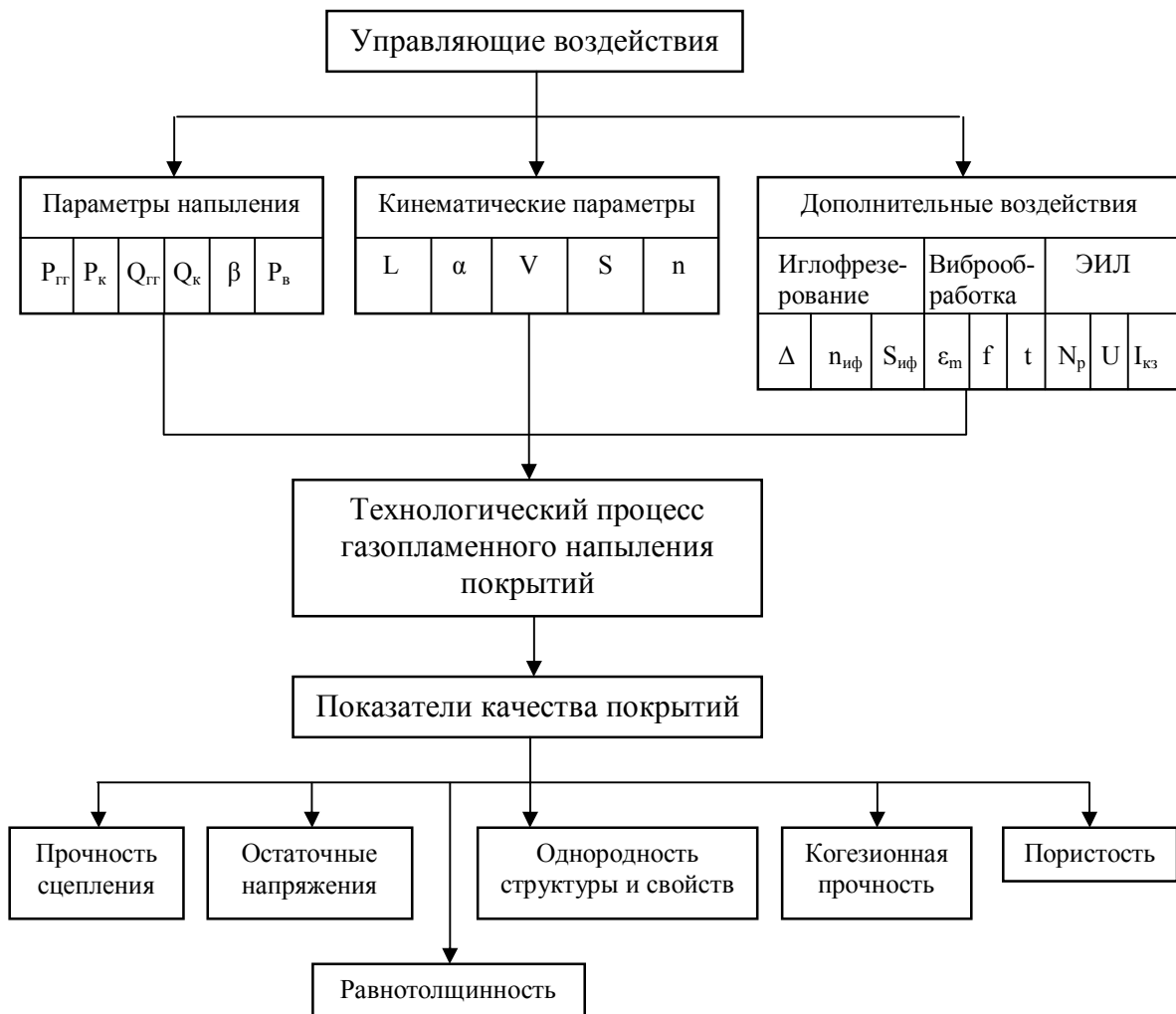


Рис. 3. Управляющие воздействия на показатели качества газопламенных покрытий

Современный этап развития газотермических способов напыления характеризуется совершенствованием методов получения покрытий и комбинированием их с другими технологиями с целью повышения качества напыляемых покрытий и управления их свойствами как при напылении, так и при последующей обработке. Возможны три варианта такого комбинирования: совмещение нескольких методов газотермического нанесения покрытий; применение при напылении приемов, не вносящих существенных изменений в схему процесса, но позволяющих улучшить свойства покрытий; дополнительная обработка покрытий.

Основным параметром, определяющим качество напыленного покрытия, является прочность сцепления с основой. Используя обобщенную схему влияния факторов на показатели качества газопламенных покрытий и их связь с технологическими операциями напыления (рис. 2) представим основные способы повышения прочности сцепления покрытия с основой в виде следующей схемы, рис. 4.

Как было показано выше качество покрытия характеризуется следующими показателями: прочностью сцепления покрытия с основой, когезионной прочностью

напыленного слоя, пористостью, равномерной толщиной покрытия, уровнем остаточных напряжений, однородностью структуры и свойств покрытия.

Наибольшее влияние на эти показатели оказывают температура и скорость напыляемых частиц, температура подложки и свойства среды.

Рассмотрим некоторые способы управления качеством покрытий.



Рис. 4. Способы повышения прочности сцепления покрытия с основой

Величину нагрева напыляемых частиц можно регулировать путем изменения длины газопламенной струи, состава горючей смеси, подогрева струи дополнительным потоком горючего газа либо интенсификации теплообмена газовой смеси с напыляемыми частицами. Например, одним из способов увеличения энтальпии частиц является интенсификация межфазного теплообмена за счет уменьшения толщины теплового пограничного слоя, путем наложения на двухфазную струю акустических колебаний либо высокочастотных пульсаций, которые в результате срыва пограничного слоя может существенно повысить интенсивность теплообмена.

Активация поверхности основы за счет предварительного подогрева позволяет проводить процесс нанесения покрытий при оптимальной температуре, при которой происходит интенсивное химическое взаимодействие материалов основы и покрытия. Необходимо отметить, что величина предварительного подогрева металлической заготовки при напылении на воздухе ограничена критической температурой $T_{кр}$, превышение которой приводит к нежелательному увеличению толщины пленки оксида на поверхности подложки и соответственно снижению уровня остаточных напряжений.

Наиболее распространен предварительный подогрев напыляемой детали в термических печах либо непосредственно струей газопламенной горелки.

Одним из эффективных способов управления качеством напыляемых покрытий является охлаждение напыляемого покрытия и детали в процессе нанесения покрытия. Это бывает необходимым при напылении покрытий на тонкостенные детали или покрытий большой толщины. Охлаждение напыляемого покрытия и детали обычно

производят сжатым воздухом. Для более эффективного охлаждения можно применять водную аэрозоль или углекислоту.

Сепарация напыляемых частиц по скорости. Для получения качественного покрытия частицы с низкими скоростями, находящимися в периферичной части газопламенной струи, необходимо удалять. С этой целью применяют специальные экраны (маски), отсекающие периферийную зону газопламенной струи. Однако из-за того, что калибрующее отверстие быстро забивается напыляемыми частицами и экран выходит из строя, этот способ не нашел широкого применения. Более эффективным является сдув низкоскоростных частиц перпендикулярным потоком воздуха, оседают на экране, расположенном рядом с деталью.

Термомеханическая обработка покрытия в процессе напыления дает возможность повысить плотность и прочность сцепления покрытия с основой. Одним из ее способов является электроконтактное припекание. Покрытие обкатывается роликом. При этом ролик и заготовка подключаются ко вторичной обмотке трансформатора (величина тока 25 - 30 кА, напряжение 3 - 6 В). В результате выделения тепла в покрытии и на границе раздела покрытия и заготовки происходит спекание частиц, а вследствие давления ролика (20 - 50 МПа) достигается требуемый физический контакт.

Существует также способ, включающий в себя оплавление нанесенного покрытия газовым пламенем и деформирование его роликом. Указанные способы могут быть использованы, как правило, только при нанесении покрытий из самофлюсующихся сплавов на плоскости и на простейшие тела вращения, что ограничивает область их применения.

В работе [3] показано, что уменьшить или устранить недостатки газопламенного напыления (недостаточная прочность сцепления покрытия с основой, пористость покрытия, снижения усталостной прочности изделий и др.), можно как технологическими мероприятиями – применением дискретных покрытий, созданием новых композиционных материалов и др., так и интегрированием газопламенного напыления с другими методами обработки поверхности: электроэрозионной обработкой, иглофрезерованием (обработка металлическими щетками) заготовки и покрытия, эпиламиранием, наложением колебаний на заготовку, СВЧ процессом, лазерной обработкой и др. (рис. 5).



Рис. 5. Схема интегрирования газопламенного напыления покрытий с другими методами обработки поверхности

На основе изложенного можно сформулировать общие принципы управления качеством газопламенных покрытий. Они заключаются в том, что на стадии создания модели восстанавливаемой детали задается качество покрытия с учетом условий эксплуатации и ресурса работы изделия. На стадии разработки модели технологического процесса газопламенного напыления производят выбор наносимого материала, горючей газовой смеси, осуществляется расчет параметров процесса напыления, интегрирование с другими технологиями для обеспечения получения покрытия с заданными свойствами. В качестве выходных параметров обычно принимают прочность сцепления покрытия с основой, пористость, коэффициент использования наносимого материала. На стадии производства заданное качество покрытия обеспечивается, а на стадии эксплуатации – реализуется, рис. 6.

До обговорення



Рис. 6. Структура общих принципов управления качеством газопламенных покрытий

Выводы.

1. При газопламенном напылении покрытия все факторы, влияющие на его качество, можно разделить на две группы. К первой группе относятся факторы, определяющие параметры процесса газопламенного напыления, ко второй группе относятся: твердость и шероховатость напыляемой поверхности, дистанция напыления, температура основы, скорость перемещения напыляемой поверхности по отношению к горелке, условия охлаждения напыляемого покрытия, дополнительные воздействия на напыляемую деталь и покрытие.

2. Разработана обобщенная схема влияния факторов на показатели качества газопламенных покрытий и их связь с технологическими операциями напыления.

3. Установлена связь управляющих воздействий и показателей качества газопламенных покрытий.

4. Определены основные способы повышения прочности сцепления покрытия с основой.

5. Сформулированы общие принципы управления качеством газопламенных покрытий.

Литература: 1. Пузряков А.Ф. Теоретические основы технологии плазменного напыления: Учебное пособие по курсу "Технология конструкций из металлокомпозитов". - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. - 360 с. 2. Лузан С.А., Дерябкина Е.С. Оценка качества газотермических покрытий при ремонте тракторов // Тракторна енергетика в рослинництві: Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Вип. 89. - Харків, 2009. – С. 231-236. 3. Лузан С.А. Совершенствование метода

газопламенного нанесення покриттів // Сборник докладов 7-ой Международной конференции ОТТОМ-7. Оборудование и технологии термической обработки металлов и сплавов. Том III. - Харьков: ННЦ ХФТИ, ИПЦ "Контраст", 2006. – С. 182-183.

Bibliography (transliterated): 1. Puzrjakov A.F. *Teoreticheskie osnovy tehnologii plazmennogo napylenija: Uchebnoe posobie po kursu "Tehnologija konstrukcij iz metallokompozitov".* - M.: Izd-vo MGTU im. N.Je. Bauman, 2003. - 360 s. 2. Luzan S.A., Derjabkina E.S. *Ocenka kachestva gazotermicheskikh pokrytij pri remonte traktorov // Traktorna energetika v roslinnictvi: Visnik Harkivs'kogo nacional'nogo tehničnogo universitetu sil'skogo gospodarstva im. Petra Vasilenka. Vip. 89. - Harkiv, 2009. – S. 231-236.* 3. Luzan S.A. *Sovershenstvovanie metoda gazoplamnennogo nanesenija pokrytij // Sbornik dokladov 7-oj Mezhdunarodnoj konferencii OTТОМ-7. Oborudovanie i tehnologii termicheskoj obrabotki metallov i splavov. Tom III. - Har'kov: NNC HFTI, IPC "Kontrast", 2006. – S. 182-183.*

Лузан С.О.

**ПРОПОНОВАНИ ЗАГАЛЬНІ ПРИНЦИПИ УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ
ГАЗОПОЛУМ'ЯНИХ ПОКРИТТІВ ПРИ ВІДНОВНОМУ РЕМОНТІ ДЕТАЛЕЙ**

Розроблена узагальнена схема впливу факторів на показники якості газополум'яних покриттів і їх зв'язок з технологічними операціями напилення. Встановлений зв'язок управляючих дій і показників якості газополум'яних покриттів. Сформульовані загальні принципи управління якістю газополум'яних покриттів.

Luzan S.

**PROPOSED GENERAL PRINCIPLES OF CONTROL QUALITY GAZOPLAMENNYH
COVERING UNDER RECONSTRUCTION REPAIR
OF THE DETAILS**

The generalised scheme of the influence factor on factors quality gasoflame coatings and their relationship with technological operation of the evaporation. The Installed relationship controlling influence and factors quality gasoflame coatings. The formulate general principles of control quality gasoflame coatings.

УДК 539.3

Чурбанов П.В.

**АНАЛИЗ ЭКСПЛУАТАЦИИ ОТВАЛООБРАЗОВАТЕЛЕЙ
ПРОИЗВОДСТВА ОАО «АЗОВМАШ»
В КАРЬЕРЕ «МУРУНТАУ» (УЗБЕКИСТАН)**

Введение. Синтез оптимальных элементов тяжело нагруженных крупногабаритных машин на этапе проектирования дает в качестве решения некоторый набор конструктивных схем и параметров, который воплощается в комплекте конструкторской документации. После изготовления эти машины попадают в те или иные условия эксплуатации в различных климатических зонах. В результате через некоторое время получаем конструкцию, подверженную различным видам износа, дефектов и повреждений. Информация об этих отклонениях от начального состояния представляет значительный интерес для проектантов (конструкторов, расчетчиков, исследователей и технологов), поскольку служит в качестве основы при создании расчетных моделей не только проектируемых машин-аналогов, но и условий их нагружения (понимаемых как нагрузки, граничные условия, изменение физико-механических свойств материала, толщин силовых элементов и т.д.). Эту информацию

нельзя получить в самом полном объеме никаким иным способом, как обследованием состояния машин–предшественников в условиях реальной эксплуатации.

В связи с этим актуальной задачей является сбор, анализ и обобщение результатов обследований типовых конструкций таких машин. В данной работе это осуществлено на примере отвалообразователей конструкции и производства ОАО «Азовмаш».

Описание конструкции и технические характеристики. Конвейерно-отвальный комплекс, используемый для транспортирования и укладки в отвал крепких крупнокусковых пород вскрыши карьера «Мурунтау» (г. Зарафшан, Республика Узбекистан), состоит из ленточных стационарных и передвижных конвейеров, двух отвалообразователей и вспомогательного оборудования. В состав ленточных конвейеров, разработанных институтом УкрНИИпроект (технический проект «Конвейеры ленточные производительностью 4000 м³/час») входят: наклонный, магистральный, передаточный и отвальный конвейеры. Разработкой отвалообразователя занимался «Ждановский завод тяжелого машиностроения», ныне ОАО "Азовмаш", в результате чего были спроектированы, изготовлены, смонтированы и успешно пущены в эксплуатацию два отвалообразователя ОШС 4000/125 [1].

ОШС-4000/125 (рис. 1) – отвалообразователь шагающий, скальный, производительностью 4000 м³/ч с максимальным радиусом отсыпки отвалов 125 м, предназначен для отсыпки в верхний и нижний отвалы поступающего на него с отвального конвейера скального грунта.

Отвалообразователь производит веерную отсыпку передвижением по ломаной линии, вписанной в дугу с радиусом, равным расстоянию от оси соединения консоли с опорной тележкой до оси концевой барабана. Изменение расстояния между ходовым оборудованием и опорной тележкой при движении по ломаной линии компенсируется подвижностью соединения приемной секции консоли с опорной тележкой. Технические характеристики отвалообразователя приведены в табл. 1.

Отвалообразователь состоит из следующих основных конструкций: базы; надстройки; опорного узла; поворотной платформы; рамы ходовой; балки балансирной; пилона; приемной секции; консоли отвальной. Схема взаимного расположения силовых металлоконструкций представлена на рис. 2.



Рис.1. Отвалообразователь ОШС-4000/125 – карьер «Мурунтау»

Таблица 1

Техническая характеристика отвалообразователя

| Наименование показателя | Величина |
|--|-----------------|
| Производительность, м ³ /ч (т/ч) | 4000 (7000) |
| Высота отсыпаемого отвала, м | 30 |
| Радиус отсыпки, м | 125 |
| Максимальный размер кусков, мм | 500 |
| Ширина ленты, мм | 2000 |
| Скорость движения ленты, м/с | 3,15 |
| Поворотность машины | Полноповоротная |
| Скорость перемещения транспортная, м/с | 0,02 |
| Допустимый уклон (рабочий), град | 3 |
| Среднее удельное давление на грунт, кг/см ² | 1,5...1,8 |
| Установленная мощность, кВт | 1800 |
| Масса машины, т | 1230 |

Опорный узел (поз.1) состоит из 2-х Г-образных ходовых балок коробчатого сечения, соединенных между собой в прямоугольник, в диагональных углах которого находятся сферические шарниры. На грунт опирается посредством опор, прикрепленных к нижнему поясу балок сферическими шарнирами. Под верхними листами ходовых балок вдоль балок приварены уголки и опорные квадраты, по которым движутся катки подхватов тележек при выкате опорного узла. База (поз. 2) – кольцевая сварная конструкция, выполненная из 4-х кольцевых и 26-ти радиальных двутавровых балок. Надстройка – металлоконструкция цилиндрической формы, у вершины переходящая в усеченный конус. Основание надстройки крепится к базе. Место стыка усилено ребрами жесткости. Рама ходовая (поз.3) – сварная, коробчатого сечения металлоконструкция А-образной формы в плане. В вершине рама имеет две подребранные проушины для крепления в них балки балансирующей. На раме расположены три стакана для установки гидроцилиндров.

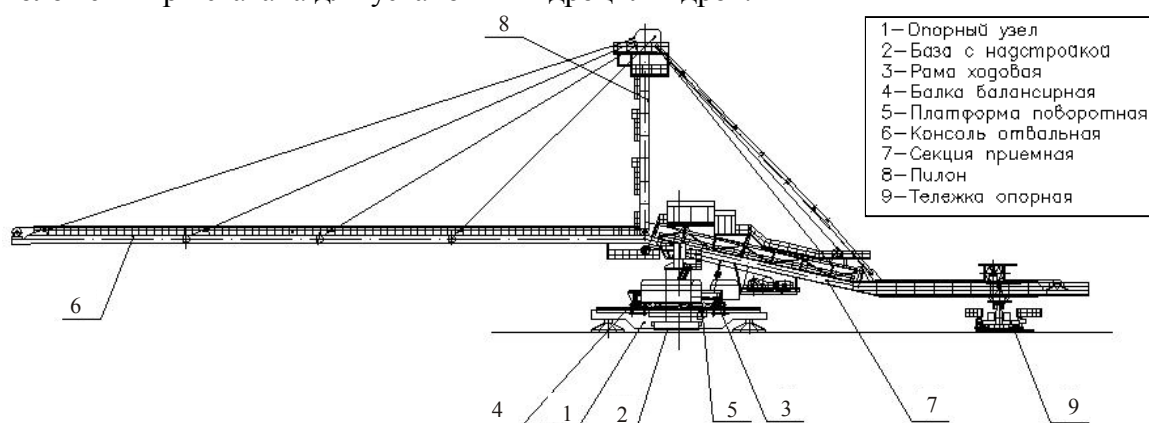


Рис. 2. Отвалообразователь ОШС-4000/125

Балка балансирующая (поз.4) представляет собой сварную конструкцию коробчатого сечения. Имеет в центре стакан для крепления к ходовой раме с помощью оси. Поворотная платформа (поз.5) – сварная металлоконструкция двутаврового и коробчатого сечения, рама сложной формы. Подхват – сварная металлоконструкция крюкообразной формы, служит для подъема базы при перемещении по ходовым балкам.

Консоль отвальная (поз.6) включает в себя 4 секции, шарнирно соединенные между собой. Три секции состоят из 2-х двутавровых балок, связанных в фермы в

горизонтальной плоскости. Одна секция состоит из 4-х двутавровых балок. Секции имеют проушины для крепления вант. Приемная секция (поз.7) состоит из 2-х (в приемной части) и 4-х (в центральной части) двутавровых балок, связанных в фермы в горизонтальной плоскости. Приемная секция имеет проушины для крепления вант, оттяжек механизма подъема консоли, рамы приводов конвейера и для опирания на поворотное устройство.

Пилон (поз.8) – сварная рама, выполненная из балок двутаврового сечения, имеющая на нижних концах стоек проушины для присоединения к консоли, в верхней части – проушины для присоединения вант и оттяжек. Опирание приемной консоли отвалообразователя осуществляется на тележку опорную (поз.9), стыковка и фиксация выполняется посредством установки хомута. Для уравнивания системы на тележку опорную устанавливаются грузы.

Ресурс элементов тяжело нагруженных крупногабаритных машин. Основные элементы металлоконструкции отвалообразователя изготовлены из сталей 09Г2С и 10ХСНД (ГОСТ19282-73), Ст3сп (ГОСТ 380-71) с характеристиками, приведенными в табл. 2.

Таблица 2

Характеристики использованных в проектировании металлоконструкции отвалообразователей ОШС 4000/125 сталей

| № | Марка стали | Предел прочности σ_B | Коэффициент запаса прочности, n | Допускаемое напряжение $[\sigma]=\sigma_T/n$ |
|---|--------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|--|
| 1 | 09Г2С ГОСТ 19282-73 | 480 МПа, толщина листа 10...20 мм | 1,5 | 220 МПа |
| 2 | 10ХСНД ГОСТ 19282-73 | 520 МПа | 1,5 | 267 МПа |
| 3 | Ст3сп ГОСТ 380-71 | 380 МПа, толщина листа 20...40 мм | 1,5 | 160 МПа |

При создании машин горнорудного комплекса базовыми являются научные исследования, подведение теоретической расчетной базы, а также многолетний практический опыт проектирования и анализа эксплуатации машин данной группы.

В расчетах принимаются схемы нагружения с учетом максимальных значений таких составляющих как: рабочие нагрузки, собственный вес, воздействие ветра и т.д. В результате, конструкция машины при проектировании получает суммарный теоретический запас прочности, значительно превышающий величину, необходимую для безотказной эксплуатации. Все это создает предпосылки для возможной эксплуатации отвалообразователя сверх нормативного срока.

В данном случае обследование (диагностика) – это единственно верный путь выявления действительного технического состояния как отдельных узлов, так и всего отвалообразователя в целом, выработавшего свой нормативный срок службы.

Диагностика элементов тяжело нагруженных крупногабаритных машин. После окончания нормативного срока службы было выполнено три обследования отвалообразователей, расположенных в карьере «Мурунтау». Первое – в 2002 г., по его результатам срок эксплуатации был продлен на пять лет, второе – в 2007 г. и третье – в 2011 г. После второго и третьего обследования срок эксплуатации продлевали на четыре и три года соответственно.

Выполнение диагностики в данном случае представляло собой многофункциональную задачу, составляющими которой являлись

До обговорення

практическая часть:

- визуальный осмотр экспертами металлоконструкции и механизмов;
- инструментальный метод контроля;
- акустико-эмиссионный метод контроля;
- геодезическая съемка консолей;

теоретическая часть:

- количественный анализ работы различных узлов машины за срок эксплуатации и возникающих при этом дефектов;
- проведение проверочного расчета металлоконструкции, опираясь на данные, полученные практическим путем;
- сопоставление полученных данных при первом, втором и третьем обследовании, проводимых после отработки машиной нормативного срока эксплуатации.

При сопоставлении результатов всех обследований можно сделать следующие выводы:

- накопившиеся в процессе эксплуатации местные дефекты (места выполнения ремонтных и монтажных работ с оставшимися элементами металлоконструкций, подрезы, деформации и т.д.), являются непосредственными концентраторами напряжений и снижают несущую способность в данных сечениях;
- часть ремонтных работ, выполненных на протяжении срока службы отвалообразователей, была произведена с отступлением от заложенных параметров завода – изготовителя (марка стали вновь устанавливаемых деталей, типы сварных швов, геометрические характеристики сечения, методы контроля, условия выполнения работ, качество изготовления деталей и т.д.), что неминуемо изменило расчетную схему и, как результат, – несущую способность металлоконструкции;
- четко отслеживается по результатам обследований тенденция к увеличению образования усталостных трещин, особенно данное замечание актуально в отношении опорно-ходовых узлов машин;
- изменение свойств и характеристик металла в процессе срока эксплуатации;
- характер и размер ряда выявленных в процессе обследования дефектов граничит с критически допустимым состоянием (касаемо степени коррозионного повреждения металлоконструкций, местных деформаций, утонения металла вследствие механического износа и т.д.);
- ряд дефектов носят запущенный характер, что влечет более сложную степень выполнения ремонтных работ с увеличением: трудоемкости, металлоемкости, сроков исправления, времени простоя машин и, как следствие, – стоимости. Очевидным примером этого служит ремонт узла стыковки балки ходовой с балкой балансирной (отвалообразователь зав. №1, май – июнь 2011 г.) вследствие образования множественных усталостных трещин на боковых стенках балок. Требуется отметить, что часть из недопустимых дефектов, в данном случае, носили скрытый характер и были выявлены только при вскрытии балок силовой металлоконструкции в процессе ремонта.

Заклучение. Полученный опыт выполнения данных обследований предоставил возможность проведения анализа возникающих дефектов, причин образования и способов их устранения как в процессе дальнейшей эксплуатации отвалообразователей, так и при проектировании новых машин. Результаты исследований дают возможность уточнить схему нагружения опорных частей и модернизировать конструкцию наиболее подверженных разрушению узлов отвалообразователя.

В дальнейших исследованиях будут использованы конкретные результаты проведенных диагностических исследований.

Литература: 1. Технический проект на строительство погрузочного и транспортно-отвального комплекса циклично-поточной технологии карьера «М». Том 1, пояснительная записка – Киев, 1977. – 278 с. 2. Отчет № 1. Экспертно-техническое обследование (диагностирование) отвалообразователя ОШС –4000/125 зав. №1. – Мариуполь, 2011. 3. Отчет № 2 Экспертно-техническое обследование (диагностирование) отвалообразователя ОШС –4000/125 зав. №2. – Мариуполь, 2011.

Bibliography (transliterated): 1. Tehnicheskij proekt na stroitel'stvo pogruzochnogo i transportno-otval'nogo kompleksa ciklichno-potochnoj tehnologii kar'era «M». Tom 1, pojasnitel'naja zapiska – Kiev, 1977. – 278 s. 2. Otchet № 1. Jekspertno-tehnicheskoe obsledovanie (diagnostirovanie) otvaloobrazovatelja OShS –4000/125 zav. №1. – Mariupol', 2011. 3. Otchet № 2 Jekspertno-tehnicheskoe obsledovanie (diagnostirovanie) otvaloobrazovatelja OShS –4000/125 zav. №2. – Mariupol', 2011.

Чурбанов П.В.

АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВІДВАЛОУТВОРЮВАЧІВ ВИРОБНИЦТВА
ВАТ «АЗОВМАШ» В КАР'ЄРІ «МУРУНТАУ» (УЗБЕКИСТАН)

У статті описана конструкція та результати обстежень відвалоутворювача крокуючого конструкції ВАТ «Азовмаш». Наведено перелік та локалізація дефектів, поломок, зношування, тріщин та пошкоджень. Проведено аналіз та узагальнення одержаних результатів.

Churbanov P.

EXPLOITATION ANALYSIS OF OJSC «AZOVMASH» STACKING TRAILING
CONVEYOR IN «MURUNTAU» CAREER (UZBEKISTAN)

This paper describes the construction and survey results of walking stacking trailing conveyor by JSC «Azovmash» construction. Lists and localization of defects, breakage, wear, cracks and damage is presented. The analysis and synthesis of the results are conducted.

УДК 623.438.14

Вакуленко В.В., канд. техн. наук; Ковалев М.С., Крот С.Г.,
Кузьминский В.А., Чучмарь И.Д.

**ПРОБЛЕМЫ ЗАКАЧКИ МАСЛА В СИСТЕМУ СМАЗКИ ПЕРЕД ПУСКОМ
ПОСЛЕ ДЛИТЕЛЬНОЙ СТОЯНКИ ДВИГАТЕЛЯ**

Введение. При проектировании силовых установок машин специального назначения актуальным вопросом является создание эффективной системы смазки двигателя. Система смазки двигателя является наиболее ответственной системой обслуживающей дизельный двигатель и поэтому к ней предъявляются повышенные требования по надежности и длительности исправной работы.

Расчет и реализация отдельных элементов системы смазки двигателя из-за различных вариационных компоновочных неопределенностей на этапе опытного

производства не всегда соответствует заданным характеристикам. Исходя из этого, важным элементом в создании надежной системы смазки двигателя при новом проектировании является экспериментальные исследования.

В настоящей работе предпринята попытка моделирования процесса течения двухфазной среды (жидкость-газ) на основе экспериментальных данных.

Известно, что в турбулентных течениях ограниченных поверхностью канала при достаточно больших числах Рейнольдса молекулярная вязкость не оказывает непосредственного влияния на характер потока [1], кроме того, в турбулентной струе вихри, несущие основную часть энергии течения, состоят в большей степени из вторичной, менее вязкой фазы (газ). Это дает основание полагать, что процесс течения двухфазной турбулентной струи может быть описан на основании модели однофазной турбулентной струи и экспериментальных исследований.

Актуальность темы. В настоящей работе рассмотрены методы оценки совершенства конструктивных элементов системы смазки двигателя, в частности, работа маслозакачивающего насоса, предназначенного для подачи масла в двигатель перед пуском. Схема системы представлена на рис.1.

В процессе работы маслозакачивающего насоса наблюдается течение рабочего тела состоящего из масла и воздуха по трубопроводу, сопровождающееся гидравлическими потерями, значения которых зависят от режима течения, а также от формы, размеров и шероховатости трубопроводов.

Поскольку объем воздуха, растворенного в жидкости до его насыщения, прямопропорционален давлению, то при уменьшении давления ниже значения, при котором произошло насыщение жидкости газом, происходит выделение излишков воздуха [1]. Поэтому для успешной прокачки маслозакачивающим насосом необходимы условия для выделения газа в виде пузырьков воздуха, чтобы привести рабочую жидкость к гидродинамическому равновесию фаз. Кроме этого проведем анализ по эффективности закачки масла в двигатель маслозакачивающим насосом при различных конструктивных условиях.

Основная часть. Из многолетнего опыта испытания дизельных двигателей известно, что состав закачиваемого масла является неоднородным. Эмпирический процесс течения масла в замкнутой магистрали происходит с повышенным термодинамическим сопротивлением трения, а картина движения продолжительное время имеет характер неустановившегося течения.

При исследовании течения газожидкостной смеси было обнаружено, что эффект снижения сопротивления трения наблюдается при достижении определенного относительного уровня концентрации, после чего содержащиеся в масле пузырьки воздуха и газа, а также твердые включения, при установившемся режиме движения не оказывают существенного влияния на работу насоса [1].

Основываясь на кинетической теории движения газов в ламинарном потоке известно, что процесс выравнивания полей скоростей, температуры, плотности потока

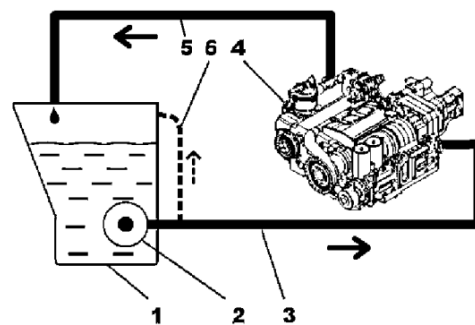


Рис.1 Схема установки стравливающего контура

- 1 – маслобак; 2 – МЗН; 3- трасса к двигателю; 4 – двигатель 3-ТД; 5 – обратный контур; 6 – стравливающий контур

До обговорення

осуществляется за счет вязкого трения; также имеет место поперечный обмен импульсом, вызванный хаотическим движением молекул со средней тепловой скоростью c и средней длиной свободного пробега λ . В таком случае уравнение напряжения трения можно выразить следующим образом:

$$\tau_{\text{лам}} = p \cdot \frac{\lambda \cdot \bar{c}}{3} \cdot \frac{dU}{dy} \quad (1)$$

При турбулентном обтекании в процессе выравнивания параметров потока по сечению участвуют не отдельные молекулы, а целые группы молекул. Известно, что прежде чем изменить свою скорость и смешаться с основным потоком, жидкая частица преодолевает определенный путь – характерное расстояние. Этот путь Прандтль назвал путем смешивания l . Поэтому, применяя выражения напряжения трения в ламинарном потоке, можно получить выражение для турбулентного напряжения трения [2]:

$$\tau_{\text{турб}} = p \cdot l^2 \left(\frac{\bar{c}}{3l} \right) \frac{dU}{dy} = p \cdot l^2 \left(\frac{dU}{dy} \right)^2 . \quad (2)$$

Применим кинетическую теорию к нашей системе, используя уравнения Лиувилля в фазовом пространстве:

$$\frac{dFN}{dt} = HN \cdot FN , \quad (3)$$

где FN - функция распространения, которая состоит из N одночастных функций $f_1(X_1)$. Не сложно понять, что данная функция удовлетворяет кинетическому уравнению Больцмана:

$$\frac{dy}{dx} = I(t, f_1) . \quad (4)$$

а $H = \iiint f_1 l_n f_1 dV$ - функция Больцмана. Тогда, основываясь на (2), получаем $\frac{dH}{dt} \leq 0$. В свою очередь энтропия по Больцману имеет вид:

$$S = \beta l W_{\text{терм}} = \beta H . \quad (5)$$

Для идеального газа $\beta = k$, следовательно:

$$S = kH, \quad (6)$$

k – постоянная Больцмана.

Так как $\frac{dS}{dt} \geq 0$, то энтропия изолированной системы увеличивается (при наличии неоднородности, что в нашем случае является начальным условием) и приводит систему к установившемуся режиму; когда энтропия системы максимальна, наступает полное термодинамическое равновесие.

Конструктивная схема стравливающего контура показана на рис.2. Контур предназначен для отвода воздуха при заполнении маслоподающей трассы маслом. Забор масла производится маслозакачивающим насосом (МЗН) 2, оттесняемый воздух, содержащийся в пене, после прохождения через полости поворотного угольника 3, стравливается с небольшой частью расхода масла, через жиклер 5 и возвратный патрубок 6 обратно в маслобак 1.

Исследования подтвердили положительный эффект применения стравливающего контура. Прокатка масла и запуск двигателя после продолжительной стоянки производились так же устойчиво, как и сразу после останова двигателя.

Полевые испытания выявили, что при некоторых положениях корпуса происходит закупорка жиклера, что сводит на нет применение стравливающего контура. При крене бронетранспортера (БТР-4) на правый борт более 7° и при дифференте на корму более 11° (рис.3) уровень масла распределяется таким образом, что заливает возвратный патрубок 6, это приводит к запиранию жиклера 5 (рис.2).

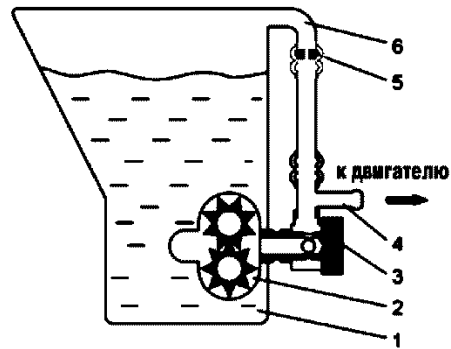


Рис.2. Схема не доработанного стравливающего контура

- 1 - маслобак; 2 - маслозакачивающий насос (МЗН); 3 - поворотный угольник; 4 - отвод к основной трассе на двигатель; 5 - жиклер; 6 - возвратный патрубок

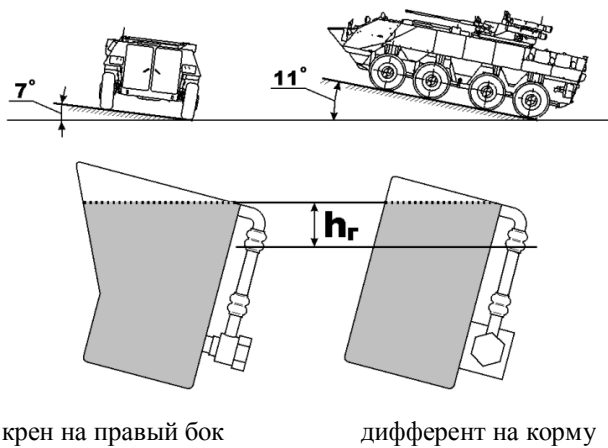


Рис.3 Процесс запирания жиклера

которые в первую очередь связаны с отсутствием к настоящему времени нелинейной модели течения, подтвержденной экспериментами, поэтому столь подробное рассмотрение этого вопроса неуместно в контексте описываемого узла. Исходя из вышесказанного, авторы ограничиваются лишь описанием схемы течения, на основе которой были приняты конструктивные решения, о которых будет сказано ниже.

В ходе проведенного анализа процессов, происходящих в масляных трассах, было выявлено значительное влияние капиллярных эффектов, имеющих место в канале жиклера с малым диаметром при течении высокодисперсной смеси масла с воздухом. Согласно современным представлениям гидродинамики вспененных жидкостей, неаналитическое изучение данного вопроса сопряжено с большими трудностями,

Как уже говорилось, в момент пуска двигателя маслопроводящие каналы начинают заполняться маслом и вытеснять масляно-воздушную пену. Масло, и в частности, масляная пленка, хорошо смачивает материал поверхности каналов. Если на основной части масляной магистрали, имеющей достаточный гидравлический диаметр, эффекты смачиваемости имеют малое проявление и не влияют на общую картину течения, то в канале жиклера 5 (рис.2), проявляются капиллярные эффекты, которые совместно с относительно большой вязкостью масла приводят к совокупности процессов, вызывающих гидравлическое запирание в жиклере с соответствующими последствиями для узла в целом [3].

Рассмотрим более подробно процессы, происходящие непосредственно в канале жиклера. При движении по каналу воздушная каверна 3 (рис.4) уменьшает проходное сечение, одновременно с этим, из-за поджатия ее форма искажается и принимает вид мениска (рис.4), а процесс течения приобретает порционный вид. Дополнительное сопротивление продвижению воздушной каверны оказывает циркуляция масла в

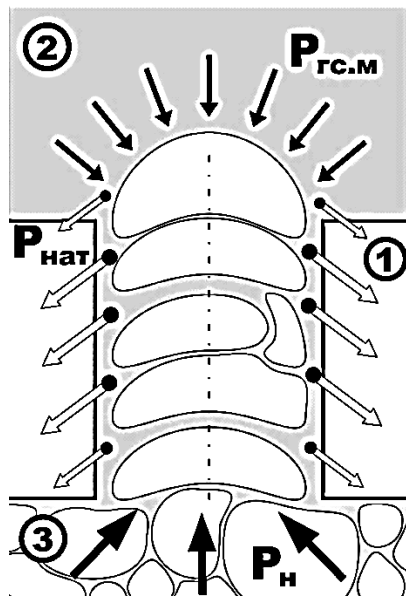


Рис.4 Схема течения пено-масляной пены в канале жиклера

1 – тело жиклера; 2 – масло со стороны отводящего патрубка 6 на рис.2; 3 – масляно-воздушная пена от МЗН.

$P_{гс.м}$ – гидростатическое давление столба масла высотой $h\gamma$ (см. рис.3);

$P_н$ – давление перед жиклером создаваемое МЗН,

$P_{нат}$ – распределенное давление создаваемое силой натяжения поверхности масляных каверн

карманов, следует отметить, что полное давление **$P_н$** (рис.4) на входе в жиклер со стороны МЗН будет несколько множественными поворотами, изгибами и вихревыми карманами, следует отметить, что полное давление **$P_н$** (рис.4) на входе в жиклер со стороны МЗН

межпленочном пространстве каверн, а также затраты энергии на «поршневидное» проталкивание порций масла менисками воздушных пузырей. Вместе с этим каверне приходится преодолевать повышенное прилипание в тонком пристеночном слое канала жиклера [4]. Несмотря на все вышеуказанные факторы, мешающие нормальному стравливанию масляно-воздушной пены из каналов масляной системы, процесс стравливания имел место, а нарушения были отмечены лишь при положениях корпуса, отмеченных на рис.3, то есть при залитом возвратном патрубке 6 (рис.2). Чтобы выяснить, какие силы предотвращают процесс стравливания пены 2 (рис.4), рассмотрим давления, действующие на масляно-воздушную дисперсию в канале залитого жиклера 1 (рис.4). Учитывая, что масляная пена более не обладает полными гидравлическими свойствами масла, в частности несжимаемостью, а также то, что гидравлические потери при тении высоковязкой жидкости, которой является масло, значительны по длине столь сложного канала с множествами поворотов, изгибов и вихревых

будет несколько меньше, чем непосредственно за МЗН (см. рис.2). Также на каверны, движущиеся в канале жиклера, действует распределенное давление, вызванное прилипанием слоев масла к стенкам жиклера и передающееся по поверхности пленок воздушных пузырей. Создается псевдо-армирование структуры пены, текущей по каналу. Аналогию этого процесса можно найти в металловедении, где вакансии в кристаллической структуре металла повышают прочность металла за счет напряженного состояния, вызванного образованием связей более дальнего порядка, чем нормальные [5]. Далее на каверны, покидающие канал жиклера действует гидростатическое давление столба масла высотой $hг$, который имеет место только при

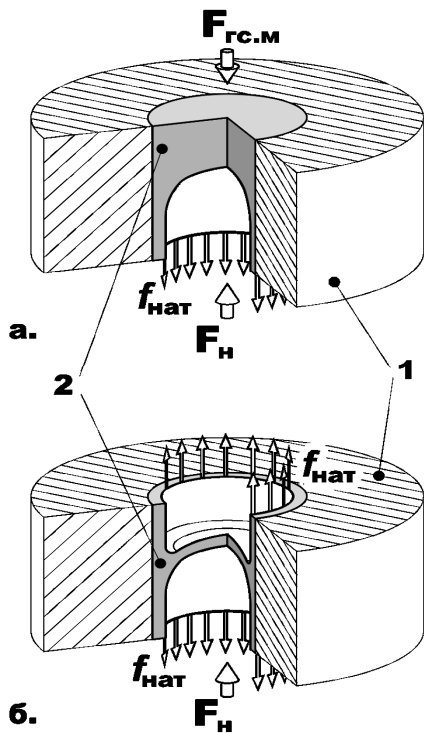


Рис.5 Два режима работы жиклера
 а – залитый; б – не

результатирующая сила проталкивания пены $F_н$ становится меньше результирующей сил сопротивления $F_{гс.м}$, что приводит к запиранию канала жиклера.

Как решение, основанное на опыте прошлого проектирования подобных систем, было предложено использовать обратный нормально-закрытый клапан малого давления 7 (рис.6).

Установка клапана была произведена непосредственно перед жиклером 5. Испытания показали успешность данного решения, однако, время прокачки масляной системы в положениях корпуса БТР-4, описанных на рис.3, оказалось, тем не менее, несколько выше, чем в горизонтальном (при не залитом жиклере) положении. Это можно объяснить снижением влияния вышеописанных вредных факторов, вызывающих сопротивление стравливанию, но не полному их исчезновении. Стоит также отметить значительное увеличение гидравлического сопротивления системы стравливания, что может повлечь за собой повышенное содержание пены в основной магистрали двигателя.

Столь сильный полезный эффект от использования обратного клапана можно объяснить уменьшением объема воздушных каверн в масляной пене перед клапаном вследствие создаваемого им статического давления в маслоподающей трассе, а также

положениях корпуса, описанном на рис.3. В отсутствии этого давления происходит нормальное стравливание пены и соответственно заполнение маслом трассы подачи масла к двигателю. Следовательно, проблемы в нормальной работе стравливающей трассы с жиклером вызваны именно этим давлением и сопряженными эффектами.

Рассмотрим два режима работы жиклера, изображенных на рис.5: залитый жиклер (а) при наклонах корпуса БТР-4 и не залитый (б) при горизонтальном положении корпуса. В случае не залитого жиклера (б) на пленку 2, продвигающуюся в канале, действует сила $F_н$, создаваемая давлением $P_н$, ей противостоит лишь вязкое трение в пристеночных слоях, его величина мала, а сила поверхностного натяжения $f_{нат}$ уравнивается такой точно силой с обратной стороны пленки, в результате чего происходит стравливание. В случае с залитым жиклером (а) продвижению пленки противостоит сила $F_{гс.м}$, создаваемая давлением $P_{гс.м}$, а также неуравновешенная сила поверхностного натяжения $f_{нат}$. Вследствии сложных гидравлических структурных и поверхностных явлений, описанных выше,

обширным пеногашением при проталкивании пены сквозь узкий зазор между запираемыми поверхностями клапана.

Выводы. Основываясь на приведенных в статье исследованиях, можем заключить, что при проектировании маслоподводящих каналов системы смазки двигателя необходимо учитывать ряд фактов, влияющих на работоспособность системы смазки, главными среди них являются:

1) В ходе исследований рабочих процессов в нагнетающей магистрали маслоподающего насоса необходимо учитывать возможность и необходимость выполнения стравливающей трассы.

2) Учитывать неоднородность рабочего тела, что делает необходимым принятие мер по достижению однофазности и приведению к термодинамическому равновесию текучей среды.

С учетом изложенных в статье исследований, были разработаны, изготовлены и испытаны стравливающие трассы с жиклером и дополнительно с клапаном на опытных единицах бронетранспортеров. Испытания подтвердили целесообразность дополнительной установки клапана на стравливающей воздух трассе.

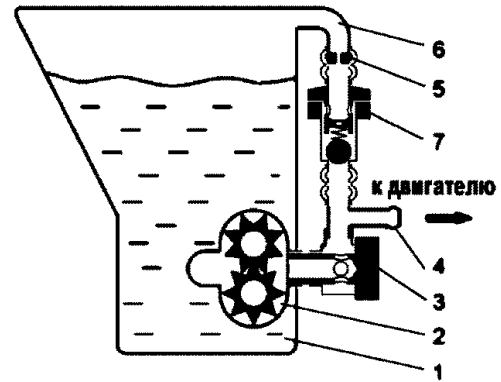


Рис.6. Схема доработанного стравливающего контура:

1 - маслобак; 2 - маслозакачивающий насос (МЗН); 3 - поворотный угольник; 4 - отвод к

Литература: 1. Башта Т. М. *Машиностроительная гидравлика*. М. Машиностроение, 1971. 2. Филинов Б.В., Струминский В.В. *Экспериментальные исследования возникновения и развития турбулентности в трубах*. М. Наука, 1970. 3. Киселев В.И. *Насосы Компрессоры Вентиляторы*. М. Металлургиздат, 1959. 4. Штеренлихт Д.В. *Гидравлика: Учеб. для вузов*. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 351 с. 5. Зимон А.Д. *Адгезия жидкости и смачивание* / А.Д.Зимон. — М.: Химия, 1974. — 414 с.

Bibliography (transliterated): 1. Bashta T. M. *Mashinostroitel'naja gidravlika*. M. Mashinostroenie, 1971. 2. Filinov B.V., Struminskij V.V. *Jeksperimental'nye issledovanija vzniknovenija i razvitija turbulentnosti v trubah*. M. Nauka, 1970. 3. Kiselev V.I. *Nasosy Kompresory Ventiljatory*. M. Metallurgizdat, 1959. 4. Shterenliht D.V. *Gidravlika: Ucheb. dlja vuzov*. – M.: Jenergoatomizdat, 1991. – 351 s. 5. Zimon A.D. *Adge-zija zhidkosti i smachivanie* / A.D.Zimon. — M.: Himija, 1974. — 414 s.

Вакуленко В.В., Ковальов М.С., Крот С.Г., Кузьмінський В.А., Чучмарь И.Д.

ПРОБЛЕМИ ПОДАЧІ МАСЛА ДО СИСТЕМИ ЗМАЩУВАННЯ ПЕРЕД ПУСКОМ ПІСЛЯ ДОВГОЇ СТОЯНКИ ДВИГУНА

В статті були проаналізовані основні проблеми що виникли при модифікації системи живлення маслом двигуна додатковим стравлювальним контуром. Дана оцінка ефективності використання даної конструкції.

Vakulenko V.V., Kovalev M.S., Krot S.G., Kuzminskiy V.A., Chuchmar I.D.

PROBLEMS OF REFUELLING OIL IN SYSTEM OF GREASING BEFORE
START-UP AFTER LONG PARKING OF THE ENGINE

In article the basic problems the systems which have arisen at updating of giving of oil to the engine are analysed by an additional pitting contour. The estimation of efficiency of use of a similar design is given.

УДК 621.9.042

*Волонцевич Д.О., д-р техн. наук; Ковалюх Р.В., канд. техн. наук;
Кондусова Н.В., канд. техн. наук*

**ОСНОВЫ КЛАССИФИКАЦИИ РЕГУЛИРУЕМЫХ
МЕХАНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ И НЕКОТОРЫЕ
ВОПРОСЫ
ИХ СТРУКТУРНОГО СИНТЕЗА**

Часть 1

Введение. Известно, что наиболее компактными и надежными средствами передачи и преобразования механической энергии являются зубчатые передачи. Их развитие в настоящее время идет по двум направлениям: первое – это совершенствование традиционных передач, второе – создание новых видов и типов передач. Так к новым видам передач можно отнести двухпараметрические передачи, геометрия колес которых предусматривает возможность независимых кинематических изменений одновременно как минимум по двум параметрам, включая изменение передаточного отношения.

Анализ литературы. Исходя из выше изложенного, рассмотрим интересующие нас передаточные механизмы – коробки перемены передач (КПП) и вариаторы в развитии. При этом мы видим, что с этой точки зрения передаточные механизмы можно представить, впрочем, как и любую другую машину, в виде бинарной системы высокого ранга, которая содержит в себе цепочку, состоящую из двух простых бинарных систем. Первая из этих систем, состоит из цепочки КПП – комбинированные передачи, а вторая комбинированные передачи – вариаторы. Причем КПП – это простейшая составляющая этой сложной бинарной системы, а вариатор – ее трансформация в высшую передачу, которая являет собой модель нового объекта, отличительная особенность которого состоит в

обеспечении эффекта «бесступенчатого» изменения передаточного отношения. В свою очередь в этих двух простейших бинарных системах один из элементов является общим – комбинированные передачи. Он входит в обе бинарные системы (а они совмещаются на этом элементе), но в разных ролях. То есть, здесь мы наблюдаем первый признак формирующейся сложной системы.

В связи с этим мы можем представить развитие этой нашей бинарной системы в виде, изображенном на рис.1. Анализируя его, мы видим, что, как в прочем и любая

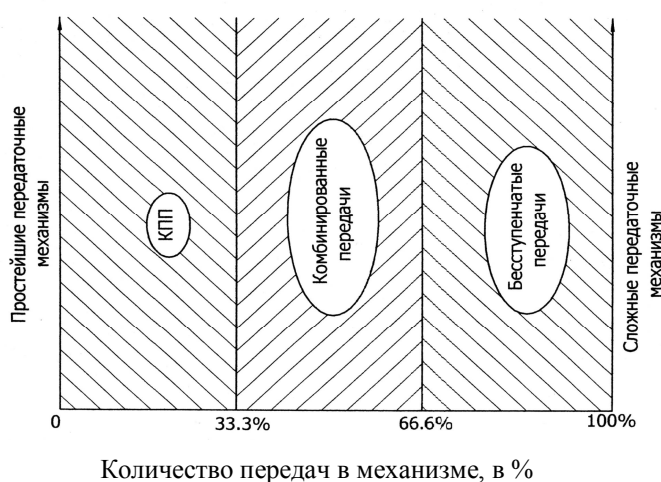


Рис.1. Бинарная система КПП – Вариатор

бинарная система, наша система будет иметь три области, границами раздела которых будут являться две точки на оси абсцисс: 33,3% и 66,6%. Специалисты определяют эти области бинарной системы, так: **I область** – область простейших решений. В нашем случае это КПП; **II область** – область переходных решений. В нашем случае это комбинированные передачи, например: ДВС – электродвигатель; **III область** – область сложных решений. В нашем случае это бесступенчатые передачи.

Эти три области, определяют качество технического решения. Поскольку **первая область** – это область КПП то и качество технического решения мы имеем соответствующее. Так известно, что количество передач современных КПП колеблется от 4 ÷ 6 для легковых автомобилей и до 16 ÷ 24 – для грузовых автомобилей. В связи с этим, мы имеем передачи простые в изготовлении, а значит, имеющие низкую себестоимость, но, с другой стороны, не способные на современном этапе решать поставленные практикой задачи.

Вторая область – это область комбинированных передач или другими словами гибридных трансмиссий. В связи с этим мы имеем разветвленную, а значит сложную, структуру передачи в целом. При этом, несмотря на возникновение эффекта «бесступенчатости» у нас резко растет себестоимость такой передачи в производстве и сложность ее обслуживания и эксплуатации в реальных условиях.

Третья область – это область бесступенчатых трансмиссий (БСТ), т.е. другими словами, передач имеющих в своем составе вариаторы. Причем с технической точки зрения совсем не обязательно иметь возможность (хотя хочется) полностью бесступенчатого изменения передаточного отношения. Область бесступенчатых передач в смысле хороших решений может иметь при регулировании и ступеньку. Лишь бы величина этой ступеньки обеспечивала нам попадание нашей БСТ в требуемую по качеству область.

С другой стороны, как показывает анализ технической и патентной литературы зубчатые вариаторы, в том числе и регулируемые зубчатые передачи, до конца 80-х годов прошлого века были представлены очень слабо. Особенно, по сравнению с фрикционными и импульсными вариаторами. Этот факт наглядно подтверждается тем, что за период с 1972 по 1990г.г. на этот класс передач было получено всего 86 охранных документов в основных развитых странах из той тысячи, которая была выдана на остальные типы вариаторов [1].

Вследствие этого актуальным и необходимым становится решение вопроса о создании **принципиально нового класса регулируемых механических передач**, которые основывались бы на принципе передачи усилий путем нормальных сил. Разобраться же во всем многообразии существующих конструктивных схем регулируемых механических передач, включая зубчатые вариаторы, можно только в том случае, если иметь для этого соответствующий инструмент, т.е. их классификацию. А классификацию можно построить, последовательно применяя принцип бинарного деления. При таком подходе результат можно получить любой степени точности. Отсюда следует практический способ поиска неожиданных ходов в стратегиях или причин неизвестных проблем. Чтобы это выполнить, надо привести факты в бинарную систему и найти «дыры» в узлах ее «дерева».

В работе [2] приводится, существующая в настоящее время классификация фрикционных вариаторов и основные фирмы изготовители. Известна также классификация механических вариаторов скорости, предложенная в свое время Я.С. Есипенко [3]. В ее основу автор положил принцип управления передаточным отношением, но детализации по конструктивному исполнению, типам зацепления, формам начальных поверхностей и т.п. она не содержит. С тех пор периодически с появлением новых конструкций вариаторов возникали и новые варианты классификации. Некоторые из них даже нашли свое отражение в нормативных документах [4, 5]. Однако всем им присущ один общий недостаток, который состоит в том, что они, как правило, построены от тех конструктивных схем вариаторов, которые предлагались их авторами и соответственно не могут быть полными. Так, например, с разработкой направления зубчатых вариаторов, основанных на применении преобразующих механизмов, появилась классификация, приведенная в

работе [6]. В этой классификации, несмотря на емкое название «механические бесступенчатые нефрикционные передачи непрерывного типа», подробно освещены только конструктивные особенности передач с преобразующими механизмами, а собственно зубчатые вариаторы попали в разряд «прочих».

Таким образом, классификаций, которые рассматривали бы непосредственно структуру зубчатой передачи и ее параметры, кроме материалов, приведенных в [7, 8, 9], авторам неизвестны. В связи с этим, ниже мы рассмотрим основы классификации регулируемых механических и зубчатых передач, которые будут охватывать, в целом, как и вариаторы, так и двухпараметрические передачи, включая их составляющие – зубчатые колеса. При этом, общая задача, в плане иерархии, разбивается на **четыре уровня**: **первый уровень** – это уровень классификации всех регулируемых передач, **второй** – классификация регулируемых механических передач, **третий** – классификация регулируемых зубчатых передач, **четвертый** – классификация непосредственно зубчатых колес, как системы, допускающей регулирование за счет изменения различных своих параметров. В этом плане и рассмотрим ниже задачи классификации этого многообразия регулируемых передач и их элементов. Причем первая часть нашей статьи будет посвящена рассмотрению первых двух уровней классификации.

Изложение основного материала. Существующие, на данный момент технические решения по регулируемым передачам по способу организации передачи и преобразования энергии, то есть по физическим основам, можно разделить на **три основных класса**: механические, гидравлические и электрические передачи. Сюда нужно добавить еще все возможные их комбинации – электромеханические, электрогидравлические и гидромеханические. Причем все они, за исключением чисто механических, где передача момента осуществляется при помощи или тангенциальных сил, или нормальных, связаны с преобразованием одного вида энергии в другой вид. Это всегда влечет за собой большие потери и, в результате, сравнительно низкий КПД, как, правило – менее 80%, а в определенных зонах регулирования доходящий до 50%. Таким образом, для дальнейшего рассмотрения имеет смысл оставить только класс **механических регулируемых передач**. Для этого класса передач, основываясь на общих законах строения и функционирования механизмов, можно выделить **классификационные признаки**, которые приведены нами на рис. 2. Эти классификационные признаки имеют следующий вид: принцип действия, кинематическая схема передачи, характер взаимодействия вращающихся тел, способ управления, тип сигнала в управляющем устройстве, наличие преобразующего механизма, вид преобразующего механизма, способ изменения передаточного отношения, вид геометрии поверхностей зацепления или контакта, тип элементов зацепления, наличие промежуточной связи, вид

промежуточній зв'язі і її конструктивне виконання, конструктивне виконання поверхностей зацеплення або контакту. Причому, як нетрудно помітити, ці класифікаційні ознаки можна також розділити **на дві групи**: **перша група** буде включати в себе загальні ознаки, які притаманні всім регульованим механічним передачам – це такі, як кінематична схема передачі, спосіб управління і тип сигналу в управляючому пристрої, наявність перетворюючого механізму, спосіб зміни передаточного відношення, наявність проміжної зв'язі, а **друга група** – це індивідуальні ознаки: принцип дії, характер взаємодії обертових тіл, форма геометрії поверхні зацеплення, форма перетворюючого механізму, тип елементів зацеплення, форма проміжної зв'язі і її конструктивне виконання, особливості конструктивного виконання. Нижче розглянемо кожен з перерахованих ознак і відповідні їм приклади регульованих механізмів.

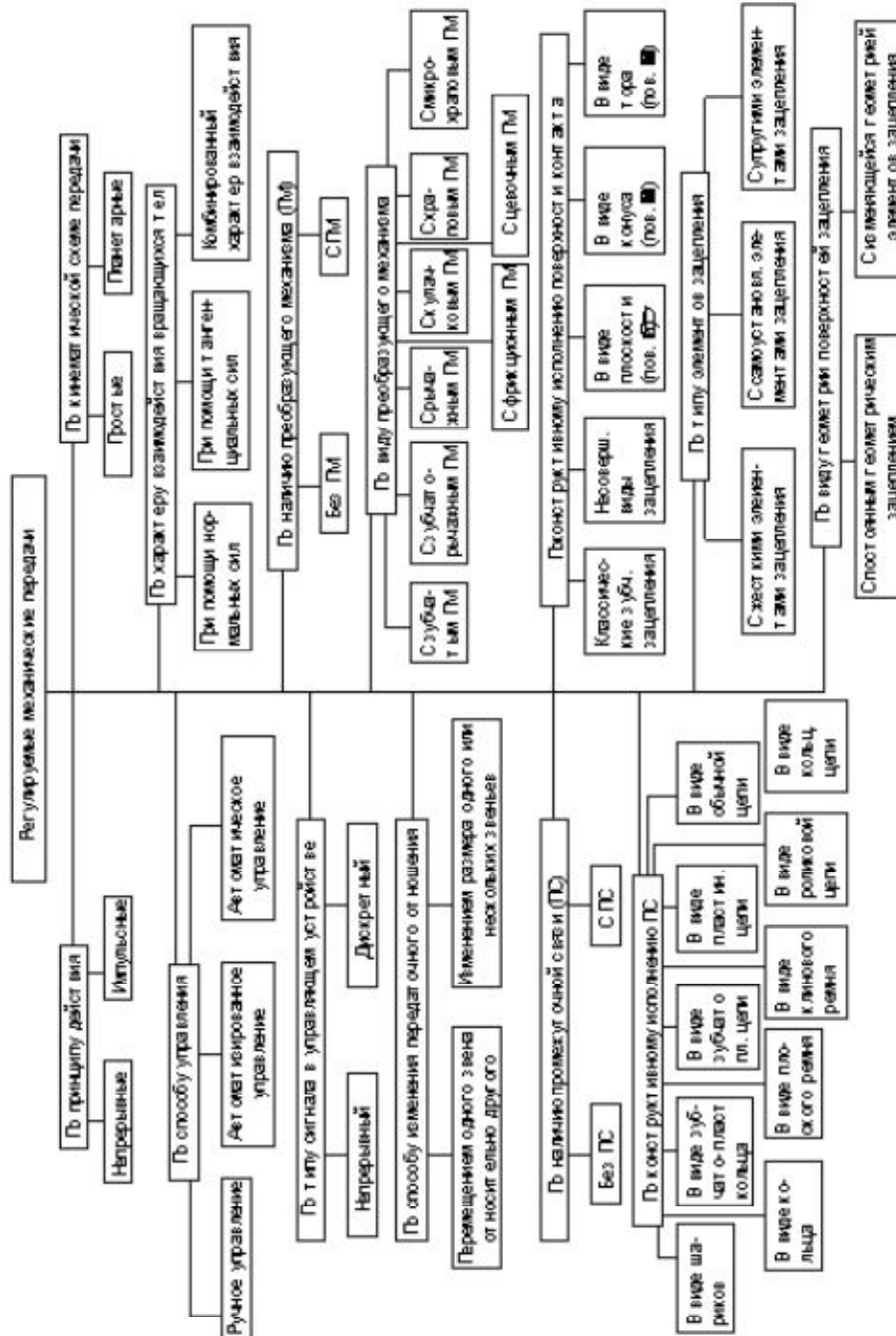


Рис. 2. Классификация регулируемых механических передач

До обговорення

По принципу действия [10] – передачи разделяются на два типа: передачи непрерывного (зацеплением или фрикционного типа) и импульсного действия (с применением механизмов свободного хода (МСХ) в качестве выпрямителей). При этом **по характеру взаимодействия** вращающихся тел обе эти группы могут быть проклассифицированы на передачи вращения при помощи нормальных сил (зубчатые вариаторы или импульсные с нефрикционными МСХ), или тангенциальных (фрикционные вариаторы или импульсные с фрикционными МСХ). Причем, передача считается фрикционной, даже если часть крутящего момента передается через фрикционную пару.

По кинематической схеме передачи можно разделить на простые – это те, которые не имеют в своей структуре вращающихся элементов с подвижными осями и планетарные, которые содержат в своей структуре такие подвижные элементы.

Все типы регулируемых механических передач (как зубчатые, так и фрикционные и импульсные вариаторы) могут быть построены с использованием преобразующих механизмов, которые один вид движения, например, качание, трансформируют в другой – вращение, или наоборот, или без них.

В свою очередь **по виду преобразующие механизмы можно разделить:** на зубчатые, зубчато-рычажные, рычажные, кулачковые, храповые и микро храповые.

По способу изменения передаточного отношения передачи можно классифицировать на изменяющие передаточное отношение за счет перемещения одного звена относительно другого, и передачи, изменяющие передаточное отношение – путем изменения размера звена. Так, зубчатые вариаторы могут иметь элементы зацепления с неизменяемой геометрией (см. например Пат. №7624824 (Франция) Зубчатый вариатор) и с изменяемой (например, самоустанавливающиеся зубчато-пластинчатые – типа PIV – Positiv Ideal Veranderliches Getriebe), или упругие с применением эластичных материалов (А.с. № 1060836 СССР. Зубчатая передача с эластичным колесом) и так далее.

Следующим признаком, который будет характеризовать все регулируемые передачи, будет являться **признак, определяющий наличие или отсутствие промежуточной связи** (т.е. третьего звена) между ведущим и ведомым звеньями. Эту промежуточную связь по виду можно классифицировать, в свою очередь, как гибкую связь, или жесткую, а по конструктивному исполнению она может быть выполнена в виде – шариков, зубчато-пластинчатого кольца, зубчато-пластинчатой цепи, пластинчатой цепи, обычной цепи, плоского ремня, клинового ремня, роликовой цепи, кольцевой цепи. В качестве примеров гибкой связи

можно привести цепной вариатор (А.с. № 1473454 СССР. Цепная передача), а жесткой – шарико-винтовую передачу [11].

И, наконец, **по способу управления** передачи разделяют: на передачи, которые управляются вручную, автоматизированные и автоматические. Основным признаком всех этих передач является характер участия в процессе управления человека. Причем, необходимо отметить, что первые являются частным случаем вторых.

Автоматизированные системы управления – это системы, в которых наряду с автоматическим действием часть функций управления выполняет человек. В зависимости от того, какие функции выполняет человек, то есть на каком уровне иерархии управления он участвует, существуют следующие варианты:

1. Системы с возможностью управления со стороны человека непосредственно. Примером реализации может служить зубчатый вариатор, приведенный например, в А.с. № 750187 СССР. Изменение передаточного отношения в нем осуществляется путем воздействия на механизм регулирования при помощи маховика 21. Причем, в зависимости от места установки такого вариатора в технологической системе, управление может осуществляться, либо непосредственным воздействием на орган регулирования, либо дистанционным способом (механическим, электрическим, пневматическим и др.).

2. Системы с участием человека в контуре управления на более высоких уровнях иерархии. Характерной особенностью является использование интеллекта человека в процессе функционирования системы. Например, при наличии такой системы на транспортном средстве. Человек при этом распознает препятствия, выбирает способ их преодоления, задает скорость и направление движения. Все остальные действия реализует уже сама система управления. К таким системам управления можно отнести систему управления, реализованную в трансмиссии GTX811 фирмы «Форд», [12], которая имеет соответствующую гидросистему с клапанами, дросселями, обеспечивающими автоматическое сжатие шкивов, датчиками и микропроцессором, который устанавливает передаточное отношение в соответствии с выбранным режимом в диапазоне регулирования.

Автоматические системы управления – это класс систем, обеспечивающий работу вариатора без участия человека. В зависимости от степени автоматической приспособляемости к изменениям внешней среды и других условий работы, какой-либо технологической системы их можно разделить на системы адаптивного управления и с искусственным интеллектом. Отличительной особенностью первой системы является то, что параметры управляющего устройства изменяются для сохранения требуемого качества при изменении внешних условий работы. Так,

например, этот способ управления реализуется в классе импульсных вариаторов, например, таких как регуляторные, саморегулирующиеся, инерционные [13].

Системы с искусственным интеллектом – это наиболее совершенный класс адаптивных систем, который способен обеспечить автономное функционирование в соответствии с поставленными в самых общих формах целями в условиях максимальной неопределенности и изменчивости внешней среды. Разработке этих систем управления особенно в робототехнике, посвящено много работ [14]. В настоящее время очень широко такие системы нашли свое применение в самоходных гусеничных машинах с бесступенчатыми трансмиссиями [15]. Все они связаны в конечном итоге с синтезом такой системы управления, в контуре которой обязательно находится ЭВМ.

Теперь рассмотрим **конструктивные особенности** различных подклассов регулируемых механических передач. Одним из типов передач, которые нашли широкое применение в технике стали фрикционные передачи. Эти передачи, как подкласс механических, в силу наличия больших тангенциальных сил имеют следующие конструктивные особенности – они подвержены большому износу, наличию проскальзывания в точке контакта и, как следствие, имеют нестабильную функцию передаточного отношения. В силу этих причин передаваемая мощность колеблется от 10-20 кВт (для торковых вариаторов) и до 250-400 кВт (для многодисковых вариаторов). Кинематический диапазон регулирования D зависит от схемы расположения дисков и для разных схем имеет разное значение. Так, для лобового вариатора диапазон регулирования практически нельзя получить больше 3-х, так как при малых диаметрах значительно возрастает скольжение и износ, а КПД понижается; с раздвижными конусами – $D < 5$ (причем $D = 5$ только для специальных широких типов ремней); торковый – $D = 3 \dots 6,25$; дисковый – D до 4,5. КПД тоже зависит от конкретной схемы и для рабочего диапазона мощностей может теоретически достигать величин порядка 0,8-0,95, а практически выше 0,8 не бывает.

Таким образом, проведенный анализ технической и патентной литературы показал, что дальнейшее совершенствование фрикционных регулируемых передач может решать только вопросы, связанные с относительным улучшением их характеристик. Достижение же качественного отрыва в улучшении характеристик не может быть обеспечено в силу тех физических основ, которые заложены в этот способ передачи и преобразования энергии.

Во многих механических бесступенчатых передачах в процессе формирования регулируемого передаточного отношения нашли применение МСХ. Их анализ показывает, что наиболее распространенным в машиностроении МСХ на сегодняшний день являются

самозаклиниваються механізми (роликові, ексцентрикові, клинові і т.п.). Теорія цих механізмів достатньо детально була розроблена і викладена в працях учених Н.К. Куликова, В.Ф. Мальцева, М.Ф. Балжи, А.А. Благодірова і др. Ці механізми, заклинюючись, забезпечують передачу крутного моменту тільки в одному напрямку. При розклинуванні забезпечується вільний рух. Таким чином, конструктивними особливостями цих МСХ, як і вище розглянутих фрикційних передач, є передача крутного моменту силами тертя і малі кути заклинування. Ці умови обумовлюють великі нормальні сили в місцях контакту, і, як наслідок, великі контактні напруження і малу довговічність механізмів.

Спроба усунути цей недолік привела до того, що в процесі формування передаючих зусиль в схему передачі були введені поряд з тангенціальними і нормальними силами. До таких МСХ належать – мікро храпові і рычажно-фрикційні. В мікро храпових МСХ повністю усунуто недоліки самозаклинюючихся фрикційних механізмів. Однак при їх створенні виникають інші проблеми: невеликий діапазон регулювання, низький КПД, невелика потужність, передавана механізмом, велика віброактивність, підвищені динамічні навантаження при контакті храпового колеса з собачкою. В рычажно-фрикційних МСХ недоліки фрикційних механізмів частково були усунуто. Однак вони мають свої власні недоліки, які не дають можливість використовувати їх в швидкохідних передачах. Це пов'язано з тим, що у них існують більш масивні заклинюються захопи (чому роликів і ексцентриків), які в динаміці призводять до значущого нагріву передачі.

Діапазон регулювання коливається (для різних схем) від 1,0 до 8,0 (теоретичний) і від 1,2 до 2,0 (практичний). Передаваний момент дорівнює 100 – 200 Нм. Таким чином, характеристики рычажно-фрикційних МСХ якісно не відрізняються від інших схем.

Зі схем зацеплення, **конструктивні особливості** яких заслуговують уваги, необхідно відзначити ланцюгові варіатори. Їх аналіз показує, що існуючі варіанти їх рішень, побудовані на різних принципах. Відхиляючись від цих принципів, можна виділити схеми, побудовані на зміні діаметра і кількості зубців на зірочках (см. А.с. № 1473454 СРСР. Ланцюгова передача), на використанні ланцюга в планетарному ряду в якості епіцикла (см. А.с. № 1059329 СРСР), або на конічному барабані для звичайного зовнішнього зацеплення зі зірочкою (см. А.с. № 1216496 СРСР), а також на використанні зубчато-пластинчатих ланцюгів або коліс (см. А.с. №№ 894270, 1174639) на яких зуб формуються з пластин безпосередньо при проходженні ведучих і ведомих барабанів. При цьому слід відзначити, що зубчато-пластинчаті ланцюги, порівняно з втулково-роликовими,

имеют меньший КПД и худшую динамику, но на их основе значительно легче синтезировать работоспособный вариатор с достаточно большим диапазоном регулирования. Вариаторы со встроенными в планетарный ряд цепными передачами, в силу различных конструктивных ограничений имеют малый диапазон регулирования передаточного отношения и, кроме того, содержат ползуны, совершающие возвратно-поступательные движения при каждом обороте.

Что касается цепных вариаторов, основанных на изменении рабочего диаметра зубьев на звездочках, то большинство существующих схем вообще могут изменять свои параметры только при остановке или даже при снятии цепи, так как не учитывают изменения расстояния между зубьями звездочки в процессе регулирования. Например, схема вариатора, приведенная в (Пат. по заявке № 1549407 Великобритания). Исключением является решение, описанное в А.с. № 1473454 СССР и приведенное уже нами выше. Но здесь весь крутящий момент, проходящий через звездочку, передается всего одним сектором, у которого первым за оборот стал на упор штырь ограничитель. Кроме того, диапазон компенсации удлинения цепи на звездочке очень мал и не допускает существенного изменения диаметра звездочки в остановленном состоянии.

Разработка работоспособных бесступенчатых передач, основанных на зубчатом зацеплении, без применения зубчато-пластинчатых цепей или МСХ до недавнего времени, по сравнению с другими типами вариаторов, шла более медленными темпами. Такие вариаторы, как правило, основывались на использовании несовершенных видов зацепления, например, штырей (см. Пат. по заявке № 3001157 ФРГ), гребней (см. Пат. № 4326431 США), упругих зубчатых венцов из пружин (см. Пат. № 369148 Австрия), или щеток (см. А.с. № 1474354 СССР), шариков в качестве промежуточных тел зацепления (см. А.с. № 892053 СССР) и т. п. Кроме низкого по сравнению с обычным зубчатым зацеплением КПД, в этих передачах изменение скорости осуществляется перемещением одних элементов относительно других под нагрузкой, что вызывает их быстрый износ и снижает надежность передачи в целом. Существуют также зубчатые вариаторы, использующие разрезной венец (см. А.с. № 985515 СССР). Однако синтез на основе этой схемы вариатора, имеющего высокую нагрузочную способность и удовлетворительный диапазон регулирования очень проблематичен.

Попытки же снизить проходящий через вариатор поток мощности или расширить диапазон его регулирования привели к созданию приводов, использующих вариаторы в одной из ветвей двух или многопоточных схем с суммированием на дифференциальных механизмах (планетарных рядах). Некоторые авторы при размещении подобных приводов в одном корпусе называют их планетарными вариаторами, однако для соблюдения «чистоты» классификации, на наш взгляд, следует разделять собственно

конструкцию вариатора и привода в целом. К чисто же планетарным вариаторам из всех известных конструкций можно отнести только цепочно-планетарные зубчатые вариаторы, о которых уже говорилось выше и в которых регулирование передаточного отношения происходит непосредственно внутри планетарного ряда.

Отдельным вопросом, который будет рассмотрен во второй части статьи, является вопрос классификации и структурной систематизации двухпараметрических передач и собственно того многообразия форм зубчатых колес, которое может возникать в связи с этим.

Литература. 1. Ковалюх Р.В., Волонцевич Д.О. История и перспективы разработки зубчатых вариаторов. // Тез. Докл. 1 Всеукраинского съезда по теории механизмов и машин, Харьков, 1997. 2. Заблонский К.И., Шустер А.Е. Плавнорегулируемые передачи. – Киев: Изд. техн. лит-ры, вып. 14, 1980. – 216 с. 3. Есипенко Я.И. Механические вариаторы скорости. – Киев: Государственное издательство технической литературы УССР, 1961. – 216 с. 4. ГОСТ 26546-85. Вариаторы цепные. – М.: Издательство стандартов, 1985. – 13 с. 5. ГОСТ 26957-86. Вариаторы с широким клиновым ремнем. – М.: Издательство стандартов, 1986. – 12 с. 6. Благодравов А.А. Механические бесступенчатые передачи нефрикционного типа. – М.: Машиностроение, 1977. – 143 с. 7. Тернюк Н.Э., Ковалюх Р.В., Волонцевич Д.О. Алгоритм формализованного синтеза структуры зубчатых колес. Проблемы качества механических передач и редукторов. – Ленинград, 1991, – С.58-59. 8. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости в 10-ти томах. Т.3: Трансмиссии. Кн. 2: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования / Е.Е. Александров, В.Б. Самородов, Д.О. Волонцевич, А.С. Палащенко, под общ. ред. Е.Е. Александрова. – Харьков: ХГПУ, 1996. – 201 с. 9. Ковалюх Р.В., Кондусова Е.Б., Тернюк Н.Э., Устиненко А.В. Классификация, обзор конструкций и методов нарезания зубьев двухпараметрических передач. // Междунар. науч.-техн. журнал «Ворзоді миззакі газда сакі елет»/ – Будапешт (ВНР). – 1994. – №4-5, – С.176-182. 10. Леонов А.И., Дубровский А.Ф. Механические бесступенчатые нефрикционные передачи непрерывного действия. – М.: Машиностроение, –191 с. 11. Яда Цуэдзи. Редукторные механизмы с шариковой передачей. – В журн. «Кикай но кенкю», т.28, 1976, – С.261-266. 12. CVT's seemed on the European horizon // Automotive Engineering, 1983, Volume 91, Number 12, – P.39-44. 13. Мальцев В.Ф. Механические импульсные передачи. – М.: Машиностроение, 1978. – 367 с. 14. Тимофеев А.В. Роботы и искусственный интеллект. Главная редакция физико-математической литературы издательства «Наука». – М., 1978, 192 с. 15. Петров В.А. Автоматическое управление бесступенчатых передач самоходных машин. – М.: Машиностроение, 1968. – 383 с.

Bibliography (transliterated): 1. Kovaljuh R.V., Voloncevich D.O. Istorija i perspektivy razrabotki zubchatyh variatorov. // Tez. Dokl. 1 Vseukrainskogo s#ezda po teorii mehanizmov i mashin, Har'kov, 1997. 2. Zabloniskij K.I., Shuster A.E. Plavnoreguliruemye peredachi. – Kiev: Izd. tehn. lit-ry, vyp. 14, 1980. –216 s. 3. Esipenko Ja.I. Mehanicheskie variatory skorosti. – Kiev: Gosudarstvennoe izdatel'stvo tehniczeskoj literatury USSR, 1961. –216 s. 4. GOST 26546-85. Variatory cepnye. – М.: Izdatel'stvo standartov, 1985. –13 s. 5. GOST 26957-86. Variatory s shirokim klinovym remnem. –М.: Izdatel'stvo standartov, 1986. –12 s. 6. Blagonravov A.A. Mehanicheskie besstupenchatye peredachi nefrikcionnogo tipa. – М.: Mashinostroenie, 1977. – 143 s. 7. Ternjuk N.Je., Kovaljuh R.V., Voloncevich D.O. Algoritm formalizovannogo sinteza struktury zubchatyh koles. Problemy kachestva mehanicheskikh peredach i reduktorov. – Leningrad, 1991, – S.58-59. 8. Kolesnye i gusenichnye mashiny vysokoj prohodimosti v 10-ti tomah. T.3: Transmissii. Kn. 2: Besstupenchatye transmissii: raschet i osnovy konstruirova-nija / E.E. Aleksandrov, V.B. Samorodov, D.O. Voloncevich, A.S. Palawenko, pod obw. red. E.E. Aleksandrova. – Har'kov: HGPU, 1996. – 201 s. 9. Kovaljuh R.V., Kondusova E.B., Ternjuk N.Je., Ustinenko A.V. Klassifikacija, obzor konstrukcij i metodov narezanija zub'ev dvuhparamet-richeskih peredach. // Mezhdunar. nauch.-tehn.

zhurnal «Borzodi muszaki gazda sagi elet»/ – Buda-pesht (VNR). – 1994. – №4-5, – S.176-182. 10. Leonov A.I., Dubrovskij A.F. Mehanicheskie bes-stupenchatye nefrikcionnye peredachi nepreryvnogo dejstvija. – M.: Mashinostroenie, –191 s. 11. Jada Cujedzi. Reduktornye mehanizmy s sharikovoj peredachej. – V zhurn. «Kikaj no kenju», t.28, 1976, – S.261-266. 12. CVT's seemed on the European horizon // Automative Engineering, 1983, Volume 91, Number 12, – R.39-44. 13. Mal'cev V.F. Mehanicheskie impul'snye peredachi. – M.: Mashinostroenie, 1978. – 367 s. 14. Timofeev A.V. Roboty i iskusstvennyj intellekt. Glavnaja redakcija fiziko-matematicheskoy literatury izdatel'stva «Nauka». – M., 1978, 192 s. 15. Petrov V.A. Avtomaticheskoe upravlenie besstupenchatyh peredach samohodnyh mashin. – M.: Mashinostroenie, 1968. – 383 s.

Волонцевич Д.О., Ковалюх Р.В., Кондусова Н.В.

ОСНОВИ КЛАСИФІКАЦІЇ РЕГУЛЬОВАНИХ МЕХАНІЧНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ТА ДЕЯКІ ПИТАННЯ ЇХ СТРУКТУРНОГО СИНТЕЗУ

У викладеному в даній статті матеріалі розглядаються питання систематизації та класифікації регульованих механічних передач, у тому числі і зубчастих. Обґрунтовано ієрархічну побудову класифікації таких передач.

Volontsevich D., Kovaljuh R., Kondusova N.

BASES OF THE MANAGED MECHANICAL GEARING CLASSIFICATION AND SOME QUESTIONS OF THEIR STRUCTURAL SYNTHESIS

In stated in given article material are considered questions to systematizations and categorizations of the controlled mechanical issues, including toothed. It is motivated hierarchical construction to categorizations of such issues.

УДК 502.55:621.039.7

Чернявський І.Ю., канд. техн. наук; Бутенко Р.В.

ПИТАННЯ АДЕКВАТНОСТІ У ВІЙСЬКОВОЇ ДОЗИМЕТРІЇ

Аналіз наслідків впливу Чорнобильської катастрофи на Збройні сили показує що існуюча система військової дозиметрії не спроможна вчасно та якісно забезпечити органи управління достовірними даними про радіаційну обстановку в умовах руйнування АЕС. В першу чергу це обумовлюється відмінністю енергетичних характеристик радіоактивного випромінювання суміші аварійного викиду АЕС від випромінювання продуктів поділу пального ядерного боєприпасу, а також великою долею радіоактивних речовин низької активності в суміші аварійного викиду АЕС, що забезпечує, при високій щільності радіоактивного зараження поверхонь, достатньо низький рівень радіоактивного випромінювання над ними, який в деяких випадках може бути нижче порогового значення виміру військових приладів радіаційної розвідки та контролю.

Не зважаючи на те, що метою оцінки отриманих радіаційних характеристик у системі військової дозиметрії залишається виконання

бойового завдання військами, на нашу думку, дозиметричні вимірювання повинні бути адекватними умовам впливу та його очікуваним наслідкам. Як показує досвід ліквідації наслідків на ЧАЕС, у критичних ситуаціях виникає гостра необхідність достовірно і точно оцінювати радіаційну небезпеку саме по тим вимірюваним фізичним величинам, які характеризують біологічний ефект впливу іонізуючого випромінювання (ІВ).

Якісна сторона даної фізичної величини визначає «вид» величини (наприклад, активність радіонукліда A , потужність експозиційної дози \dot{X} , еквівалентна доза H), а кількісна – її «розмір» (наприклад, активність конкретного зразка). Тому під терміном «вимірювання» будемо розуміти – знаходження значення фізичної величини (Φ_i) дослідним шляхом за допомогою спеціальних технічних засобів (дозиметричної апаратури), а під терміном «визначення» - або величини які розраховуються, або прогножуються за допомогою спеціальних методик.

Питання встановлення залежності між вимірюваними фізичними величинами та виходом радіаційно-індукованого ефекту (η), де вихід радіаційно-індукованого ефекту є результат перетворення енергії випромінювання при його взаємодії з біологічним об'єктом ($\eta=F(\Phi_i)$), достатньо широко висвітлені в науковій літературі [1,2,3].

Аналіз, який проведений у роботі [1] показав, у залежності від поставленої задачі необхідно визначати або поглинену енергію випромінювання у заданому об'ємі речовини, або розподіл цієї енергії по ЛПЕ (спектр лінійної передачі енергії), або спектр енергопоглинання в окремих випадках передачі енергії. Відповідні фізичні величини вимірювання Φ_i автор відносить до деякого модельного об'єму, у якості якого виступає чутливий об'єм дозиметричного детектора. У роботі [2] проведений аналітичний огляд сучасних методів та детекторних систем вимірювання лінійної передачі енергії гамма-квантів у польових умовах. Огляд опублікованих робіт з цих питань свідчить, що найбільш ефективними методами отримання оперативної та достовірної інформації щодо радіаційної небезпеки є:

1. Застосування у блоках детектування приладів радіаційної розвідки та контролю фантомної моделі, яка імітує характеристики радіаційної взаємодії гамма-випромінювання з об'єктом, що опромінюється реально.

2. Застосування спектрометричних методів, які б дозволяли оперативно визначати енергетичний спектр ІВ (або якісно визначати радіонуклідний склад радіоактивних випадів від ЯВ або аварій АЕС, а також процентний вклад кожного з ідентифікованих радіонуклідів у загальну активність суміші радіоактивних продуктів).

Необхідно відмітити, що усі ці пропозиції стосуються особливостей інженерного, схемо-технічного отримання цих фізичних величин, а тому

мають тільки загальну направленість, яка як правило відірвана від цілей та завдань військ РХБ захисту на сучасному етапі їх розвитку та переоснащення озброєння. Крім того опубліковані роботи не враховують специфіки проходження отриманих даних у системи прийняття рішень командиром. Заповнити цій пробіл, на нашу думку, допоможе аналітичний матеріал даної роботи.

Взагалі, якщо військову дозиметрію (ВД) розглядати, як комплекс злагоджених по місцю та часу ренгеметричних та радіометричних вимірів, які забезпечують своєчасну та достовірну оцінку боєздатності військ по радіаційному фактору, то виходом радіаційно-індукованого ефекту (η) потрібно вважати вихід (%) з ладу особового складу на встановлений термін (табл.1,2), на гарантований термін протягом якого плануються бойові дії.

Таблиця 1

Очікувані наслідки одноразового гамма - опромінювання людини

| Доза опромінювання, P | Вихід з ладу % | | | | Смертність опромінених, % |
|-------------------------|------------------|-----------------------|-----------------------|-------------------|---------------------------|
| | Усього | У тому числі протягом | | | |
| | | перших двох днів | наступних двох тижнів | інших двох тижнів | |
| 100 | одиничні випадки | Одиничні випадки | 0 | одиничні випадки | 0 |
| 150 | 15 | Одиничні випадки | 0 | 15 | 0 |
| 200 | 50 | 15 | 0 | 35 | Одиничні випадки |
| 250 | 85 | 50 | 35 | 0 | 10 |
| 300 | 100 | 85 | 15 | 0 | 20 |
| 350 | 100 | 100 | 0 | 0 | 30 |
| 400 | 100 | 100 | 0 | 0 | 40 |
| 450 | 100 | 100 | 0 | 0 | 50 |
| 500 | 100 | 100 | 0 | 0 | 70 |
| 600 | 100 | 100 | 0 | 0 | 100 |

Таблиця 2

Орієнтована групова оцінка боєздатності частин та підрозділів в умовах, пов'язаних з ризиком подальшого впливу ІВ

| Ступінь боєздатності | Дози (P) отримані протягом | |
|------------------------------|--------------------------------|-----------|
| | чотирьох діб | 1 місяця |
| Повністю боєздатне | До 50 | До 100 |
| Обмежено боєздатне 1 ступеня | До 150 | До 250 |
| Обмежено боєздатне 2 ступеня | До 250 | До 400 |
| Обмежено боєздатне 3 ступеня | Більш 250 | Більш 400 |

Радіаційна характеристика – експозиційна доза опромінювання (X), яка використовується у нормативних документах по оцінки боєздатності військ була отримана експериментально тільки для визначеного виду ядерного вибуху та визначеної потужності ядерного боєприпасу. Вона може повно характеризувати лише втрату енергію гамма –

випромінювання і тільки у повітрі, та не може бути автоматично переведена у одиниці виміру еквівалентної дози, що нерідко робиться у літературі під впливом сучасних вимог, та тим більш використовуватися під час оцінки радіаційної небезпеки при аваріях на АЕС, у силу значної відмінності ізотопного складу зараження, а значить і іншого енергетичного спектру випромінювання.

Розглянемо систему вимірювання фізичних величин, які використовуються на цей час при оцінці боєздатності військ за радіаційним фактором на тлі послідовності процесів, які призводять до радіаційно-індукованого ефекту (рис.1). Оскільки отримана інформація під час виконання різних завдань підрозділами військ РХБз використовується для прийняття оптимального рішення командира, для дії військ в умовах РХБ зараження, цінність такої інформації залежить не тільки від часу її проходження, але і від інших важливих характеристик, як повнота та точність. Так, в роботах [6,7] розглядається тільки час ($T_{кр}$), по закінченню якого вимірювана підрозділами РХБ розвідки потужність експозиційної дози буде «знецінена» (використання отриманого значення при оцінці радіаційної обстановки вже не призведе до значного зменшення втрат військ, діючих в умовах зараження). Взагалі питання стоїть не в тому, як швидко вимірювати та передавати цю інформацію, а що вимірювати та наскільки ці дані будуть відповідати реальним біологічним ефектам на заданий час.

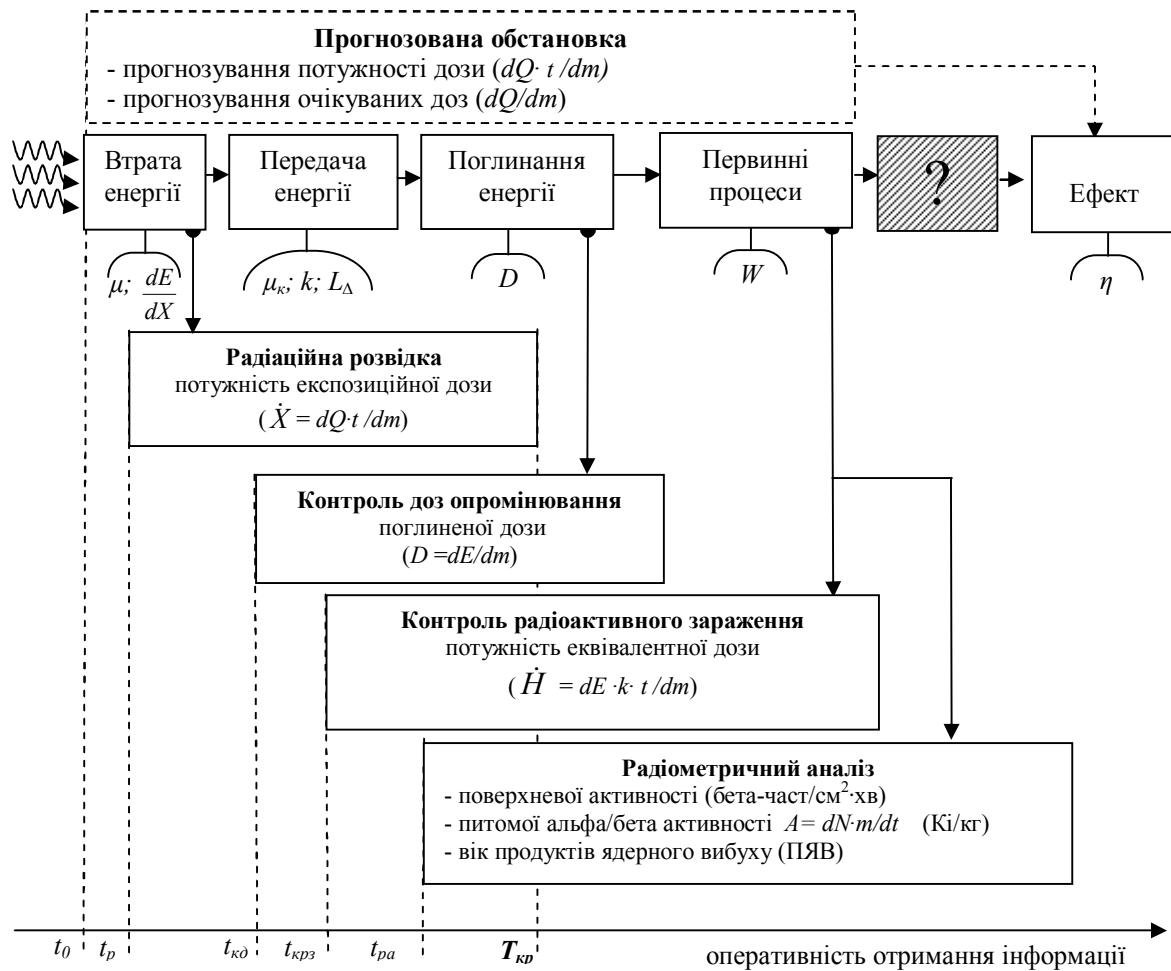


Рис. 1. Вимірювання та визначення фізичних величин у системі ВД

При цьому необхідно відмітити, що постійно змінюється радіонуклідний склад не тільки зараженої місцевості (рис.2), але відібраних проб для радіометричного аналізу, які також доставляють у радіометричні лабораторії підрозділи розвідки. Тому, на наш погляд, інформація повинна оновлюватися у реальному масштабі часу.

У даний час для оцінки втрат особового складу від радіоактивного зараження місцевості, за результатами вимірювань розраховуються значення характеристик вражаючого фактору (потужність експозиційної дози \dot{X} , дозу X) в вказаних точках (районах) на заданий час та порівнюють їх з мінімальними (пороговими) величинами, які визначають досягнення заданого ступеня враження елемента, що розглядається [4].

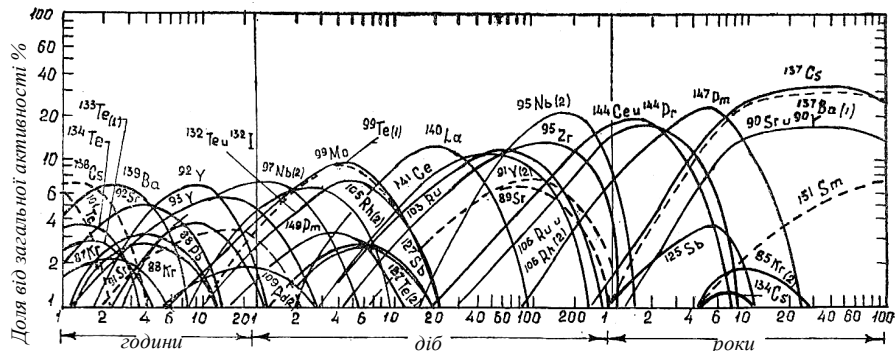


Рис. 2. Зміна відносного вкладу окремих продуктів ЯВ у загальну активність з часом для випадку поділу урану – 238 термоядерними нейтронами

На підставі результатів порівняння роблять висновки щодо стану об'єкта. Доза радіації на сліді радіоактивної хмари розраховується для заданих інтервалів часу, які відраховуються або від часу останнього ЯВ, або від початку аварії на АЕС. Розрахунки здійснюються по методикам, які приведені у [4]. В основі усіх відомих методик по прогнозуванню радіаційної обстановки лежить емпірично отримана (Веєм і Вігнером в 1948 році) закономірність спаду активності від радіоактивних продуктів при миттєвому поділі урану або плутонію, які використовуються у якості ядерного палива:

$$\frac{A_2}{A_1} = \left(\frac{t_1}{t_2} \right)^n, \quad (1)$$

де t_1 і t_2 – два різних моменти часу після розподілу з інтервалом $\Delta t = t_2 - t_1$ між ними; A_1 і A_2 – величини активності, що відповідають моментам часу t_1 і t_2 після вибуху; n – показник ступеня.

Численні дослідження [5] показали, що використання даної залежності, при визначенні прогнозованих значень дози та потужності дози, може призводити до значних помилок у силу наступних причин:

1) Значення показника спаду активності (потужності дози) $n = 1,2$, яке залежить від багатьох факторів не буде постійним протягом часу і змінюється від 0,9 до 2,3. Помилка у визначенні прогнозованих значень (рис.1) доз опромінення (до 100 і більш відсотків).

2) Закон Вея і Вігнера справедливий тільки лиш для одного ЯВ, а у випадку накладення слідів від безлічі ЯВ будуть виникати додаткові помилки, тобто в цьому випадку та при аваріях АЕС поняття «вік» радіоактивних продуктів девальвується.

3) Значні помилки при прогнозі доз опромінювання будуть також виникати у тому випадку, якщо «вірогідний» супротивник буде використовувати нестандартні ядерні боєприпаси (боєприпаси з заданим періодом напіврозпаду радіоактивних речовин).

Крім того, необхідно ще враховувати і те, що у дійсний час методи дозиметрії і відповідні військові дозиметричні прилади дають достатньо надійні результати щодо потужності дози (дози) лиш у визначених інтервалах енергії ІВ: в основному 80 – 3000 кеВ, що не дозволяє ідентифікувати джерело радіації та отримати детальну інформацію щодо спектрального розподілу поглиненої (еквівалентної) дози через помилки за рахунок ходу жорсткості. На рис. 3. наведена характерна залежність ефективності серійних газорозрядних лічильників від енергії гамма-випромінювання. Як видно із графіка, ефективність реєстрації невисока (не більше 2 %) і різко змінюється від енергії випромінювання, що

реєструється (ефективність лічильника мінімальна в області енергії 0,1- 0,5 МеВ, а починаючи з енергії 0,5 МеВ, майже лінійно зростає зі збільшенням E_γ).

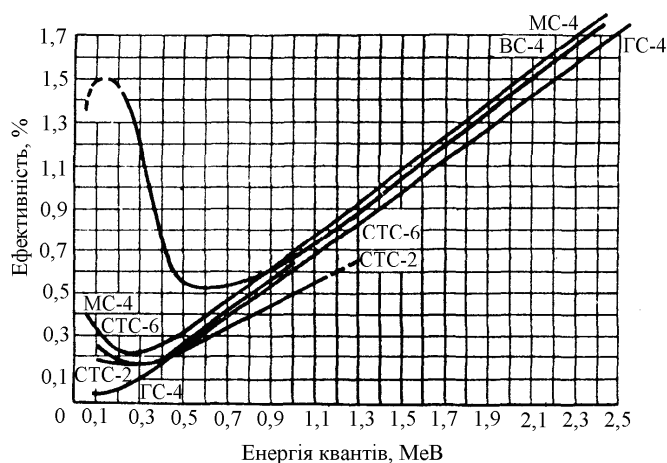


Рис. 3. Залежність ефективності газорозрядних лічильників від енергії випромінювання, що реєструється

Актуальність цього питання полягає перш за все у тому, що у військовій дозиметрії при встановленні характеристик радіоактивного зараження та визначення ступеню радіаційної небезпеки застосовується гамма-метод.

Сутність цього методу полягає в тому, що забруднення поверхонь військової техніки та іншого обладнання і матеріальних засобів, а також засобів захисту або незахищених ділянок шкіри особового складу визначається не по β - випромінюванню, яке є одним із факторів радіаційної небезпеки, а по супутньому γ - випромінюванню. Такий підхід дозволяє однотипними дозиметричними приладами вимірювати як рівень радіоактивного γ - фону та і ступінь зараження різних поверхонь та незахищених ділянок шкіри та використовувати переносні прилади, як для ведення радіаційної розвідки так і для контролю радіоактивного зараження різних поверхонь. При цьому вимірювати потрібно одну і ту саму фізичну величину – потужність дози гамма-випромінювання.

У той же час відомо, що при проходженні гамма-квантів через речовину енергія гамма-квантів за рахунок комптон-ефекту зменшується, і тому їх біологічна дія збільшується (щільність іонізації в біологічних тканинах збільшується за енергій менше 100 кеВ в 2 – 3 рази). Методом Монте-Карло були проведені розрахунки зменшення енергії гамма - квантів з початковою енергією 662 кеВ, які пройшли крізь поглинач з алюмінію товщиною 1 см. Як видно з рис. 4, значна частина гамма - квантів втратила частину енергії.

Отримання так званих низьких енергій гамма-випромінювання можливо також при поглинанні гамма-квантів при заглибленні гамма-

джерел у ґрунт і при утворенні завалів під час ядерного вибуху або руйнуванні ядерних об'єктів.

Отже, реєстрація гамма - квантів з низькими енергіями дозволяє зменшити похибку вимірювання потужності дози.

На жаль, перехід від експозиційної (прилади ДП-5В, ИМД-1Р) та поглиненої (прилад ИМД-5) потужності дози гамма – випромінювання на більш інформативну одиницю вимірювання біологічного ефекту – еквівалентну потужність дози $\dot{H}(E_\gamma)$

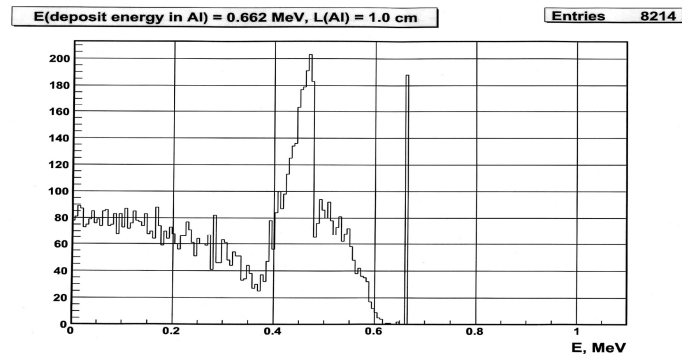


Рис 4. Спектр гамма-квантів від джерела Cs^{137} з енергією 662 кеВ при проходженні шару алюмінію товщиною 1 см

(Зв та мЗв), здійснюється у рамках формального градування вимірювальних величин і не враховує енергетичний діапазон ІВ, а значить не враховується коефіцієнт якості (спектр ЛПЕ) [2].

Таблиця 3

Середні значення коефіцієнта якості \bar{k} , Зв/Гр

| Вид іонізуючого випромінювання | \bar{k} | Вид іонізуючого випромінювання | \bar{k} |
|--|-----------|---|-----------|
| Фотони з енергією більше 350 кеВ | 1,0 | Нейтрони з енергією більше 100 МеВ | 5,0 |
| Фотони з енергією 150 – 350 кеВ | 1,5 | Нейтрони з енергією 0,03 – 100 МеВ | 10 |
| Фотони з енергією менше 150 кеВ | 2,0 | Нейтрони з енергією менше 30 кеВ | 3,0 |
| Електрони і позитрони з енергією більше 100 кеВ | 1,0 | Протони з енергією більше 50 МеВ ¹ | 2,5 |
| Бета-випромінювання з граничною енергією більше 200 кеВ ¹ | 1,0 | Протони з енергією більше 5 МеВ ² | 2,5 |
| | | Альфа-випромінювання з енергією менше 6 МеВ | 20 |
| | | Важкі ядра | 20 |

Проведені лабораторні дослідження [3] показали нечутливість приладу МКС-У до енергій 59 кеВ (Am^{241}), що на наш погляд, наврядчи може бути пов'язано з перевищенням терміну градувальних повірок. При зменшенні порогу реєстрації енергій гамма - квантів і наявності Am^{241} - Cs^{137} забруднювачів, ідентичних паливним частинкам чорнобильського реактору, точність вимірювання потужності дози гамма - випромінювання підвищується більш як на 30-45%. Це значення може бути ще більшим через пониження енергії гамма - квантів за рахунок комптон-ефекту.

Дійсно вимірюючи експозицію у газонаповненому об'ємі (газорозрядних лічильників) можливо отримувати потужність

еквівалентної дози, але для цього потрібно, або знання енергетичного спектру (для врахування наприклад 3-х діапазонів коефіцієнта якості 1, 1,5, 2 табл.3), або використовувати фантомну модель взаємодії ІВ різного виду з критичним органом людини [2,3]. У останньому випадку при використанні потужності еквівалентної дози у деякій точці у середині фантома, який знаходиться у фотонному полі випромінювання, значення потужності експозиційної дози \dot{X} буде являтися базисною величиною і відноситися до заданої точки не збудженого радіаційного поля:

$$\dot{H}(E_\gamma) = c(E_\gamma) \cdot \dot{X}, \quad (2)$$

де $c(E_\gamma)$ - переводний фантомно-залежний коефіцієнт. Перспектива майбутніх досліджень у визначенні параметрів такого коефіцієнту.

Особливо стоїть проблема з отриманням достовірної інформації під час ведення радіаційної розвідки (РР) бортовими вимірювачами потужності дози. Питання щодо обмеженої зони збору гамма - квантів блоком детектування (БД) бортового приладу викладені у роботі [7], у якій оцінюється радіус підконтрольної площі бортовим приладом РР при розташуванні БД на встановленій висоті від поверхні землі. Єдиний на цей час прилад ИМД-21Б здійснює вимірювання експозиційної потужності дози гамма-випромінювання (визначення рівнів радіації) у середині броньованого об'єкту за допомогою іонізаційної камери, а автоматично враховує коефіцієнт ослаблення гамма-квантів стінками броні, не враховує енергетичну залежність отриманих результатів. Перераховані вище причини призводять до пошуку шляхів, які забезпечують підвищення достовірності інформації щодо фактичної та прогнозованої радіаційної обстановки.

Одним з можливих шляхів підвищення достовірності інформації щодо прогнозованих рівнях потужності дози (доз) радіації є використання у системі військової дозиметрії гамма-спектрометричної апаратури, яка б дозволила експресно визначати радіонуклідний склад радіоактивних випадінь як від ЯВ так і від аварій АЕС, а також відсотковий вклад кожного з ідентифікованих радіонуклідів в загальну активність суміші радіоактивних продуктів. Маючи у наявності від підрозділів розвідки дану інформацію, а також інформацію щодо значень потужності еквівалентних доз, вимірюваних за допомогою фантомної моделі, приладами радіаційної розвідки, можливо: по-перше, будувати електронні карти дозових полів, по-друге оперативно розрахувати яким чином буде змінюватися величини \dot{H} , H протягом часу.

У цьому випадку відпадає необхідність у знанні «віку» радіоактивних продуктів та показника спаду n для здійснення більш достовірних (адекватних) оцінок прогнозу радіаційної обстановки. Даний

спектральний канал (рис.5) потрібен саме для подальшого прогнозування радіаційних полів у даної точки місцевості на заданий час. Також його інформацію можливо використовувати і під час руху машини розвідки, з метою оптимальної швидкості ведення розвідки або точок зупинки для зняття карт дозових полів. Існуюча у дійсний час у військових радіометричних лабораторіях апаратура для контролю радіоактивної зараженості різного виду проб, а також визначення віку продуктів не дозволяє у повній мірі достовірно вирішувати важливі задачі радіаційної безпеки. Маючи на озброєнні сучасний комплекс апаратури, який включає в себе багатоканальний гамма-спектрометр, можливо визначати радіонуклідний склад радіоактивних випадань (РАВ), а відповідно, знаючи їх основні радіаційні характеристики, більш точно прогнозувати дозови навантаження на особовий склад, якій знаходиться на зараженій місцевості.

Таким чином, суть нового підходу до підвищення достовірності інформації під час виявлення та оцінки фактичної радіаційної обстановки, а також подальшому її прогнозі полягає у тому, що наряду с визначенням рівнів потужності еквівалентної дози гамма - випромінювання за показаннями штатних приладів, визначається радіонуклідний склад РАВ на місцевості і будується більш достовірний прогноз щодо дозових навантажень на будь-який заданий інтервал часу. Природно, що точність даного прогнозу буде залежити від часу, який пройшов після радіоактивного зараження місцевості та точності визначення відносного вкладу радіонуклідів у загальну активність суміші. Основними інформативними параметрами при цьому є величини поверхневої активності ідентифікованих радіонуклідів, а також їх закономірності накопичення та радіоактивного розпаду.

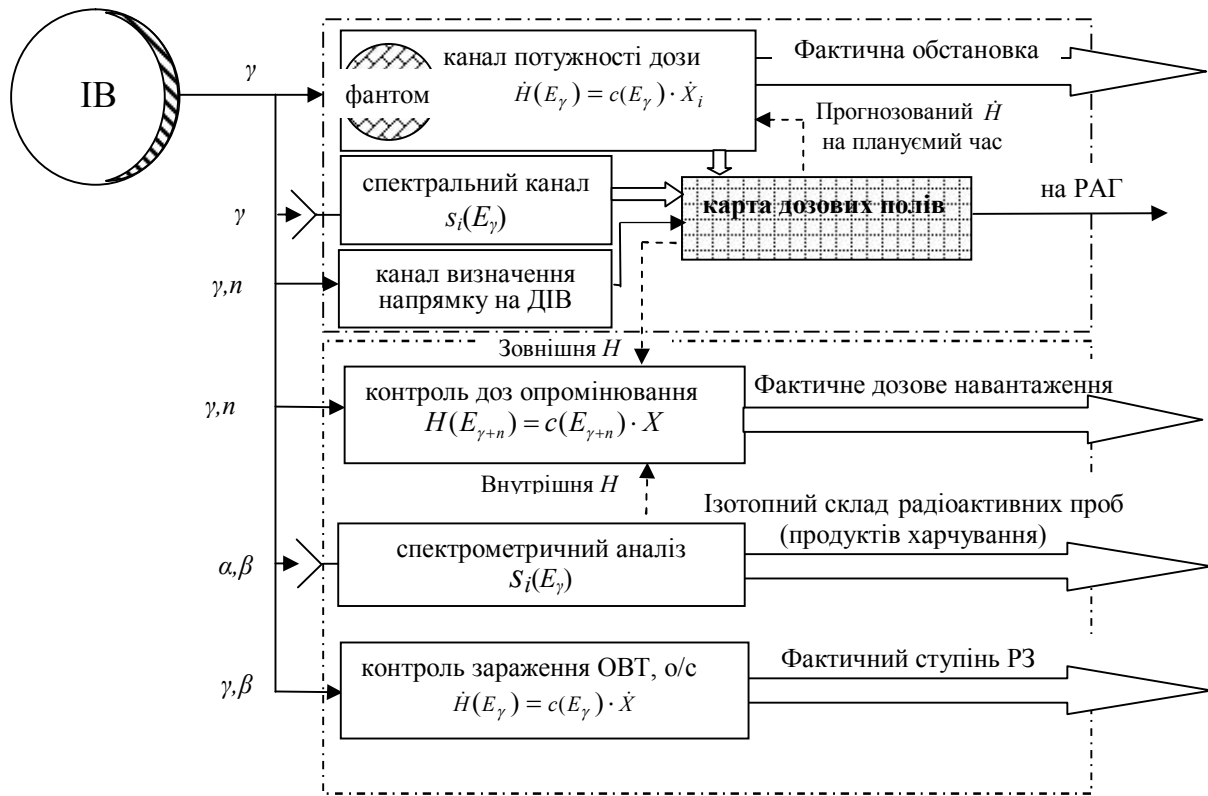


Рис. 5. Система вимірів військової дозиметрії

При прогнозі дозових навантажень на період часу більш 30 діб необхідно уточнювати дані прогнозу шляхом додаткових вимірювань.

Таким чином, при здійсненні прогнозу радіаційної обстановки в РАСт та РАГ, наряду с даними наземної радіаційної розвідки місцевості про рівні потужності дози, повинна поступати інформація щодо швидкості спаду \dot{H} (накопичення H) у районах, де проводились вимірювання, або більш достовірна інформація про показник спаду n із вирахуванням реально ідентифікованих радіонуклідів на зараженій місцевості.

Це дозволить оперативно вносити певні корективи при складанні реальної картини радіоактивного зараження місцевості (карти дозових полів) після застосування ядерного зброї усіх поколінь, боєприпасів із збідненим ураном, брудних бомб, або аварій АЕС та видавати більш об'єктивні рекомендації по діям військ або мирного населення на радіоактивно зараженій місцевості.

Література: 1. Иванов В.И. Курс дозиметрии. 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1988.-202 с. 2. Науково-дослідна робота: «Розробка методики оцінки впливу гамма-випромінювання на організм людини у польових умовах» («ДОЗА»). ФВП НТУ «ХПІ», 2008.-55 с. 3. Маруценко В.В. Сучасний погляд на оцінку біологічного впливу гамма випромінювання в польових умовах. Науково-технічний журнал «Механіка та машинобудування» НТУ «ХПІ» – 2010. – Вип. 2. – С. –202-206. 4. Довідник офіцера військ РХБ захисту: Довідник. За загальною редакцією А.І. Баталова. – Харків: ХІТВ, 2005.- 276 с. 5. Дозиметрия ионизирующих излучений ядерного взрыва. / Под редакцией Шестерикова Б.А. – М.: ВАХЗ, 1973.-450 с. 6. Чернявський І.Ю. Обґрунтування шляхів вдосконалення системи збору та обробки інформації про РХБ обстановку при виконанні завдань підрозділами та частинами

у складі ОСШР щодо нейтралізації збройного конфлікту / Інформаційний бюлетень військ РХБ захисту № 6(6) 2008. Науково-інформаційне видання. – Харків: ХІТВ, 2008. -100 с. 7. Чернявський І.Ю., Маруценко В.В. Повышение качества проведения радиационной разведки районов путем увеличения контролируемой площади бортовым прибором радиационной разведки. *Научно-технический журнал «Механика та машинобудування» НТУ «ХПІ»* – 2010. – Вип. 2. – С. –217-222.

Bibliography (transliterated): 1. Ivanov V.I. *Kurs dozimetrii. 4 e izd., pererab. i dop.* – M.: Jenergoatomizdat, 1988.-202 s. 2. *Naukovo-doslidna robota: «Rozrobka metodiki ocinki vplivu gamma-viprominjування на організм людини у пол'ових умовах» (“DOZA”). FVP NTU «HPI», 2008.-55 s.* 3. *Maruwenko V.V. Suchasnij pogljad na ocinku biologichnogo vplivu gamma viprominjування v пол'ових умовах. Naukovo-tehnichnij zhurnal «Mehanika ta mashinobuduvannya» NTU «HPI»* – 2010. – Vip. 2. – S. –202-206. 4. *Dovidnik oficera vijs'k RHB zahistu: Dovidnik. Za zagal'noju redakcieju A.I. Batalova.* – Harkiv: HITV, 2005.- 276 s. 5. *Dozimetrija ionizirujuvix izluchenij jadernogo vzryva. / Pod redakciej Shesterikova B.A.* – M.: VAHZ, 1973.-450 s. 6. *Chernjavs'kij I.Ju. Obruntuvannya shljahiv vdoskonalennja sistemi zboru ta obrobki informacii pro RHB obstanovku pri vikonanni zavdan' pidrozdilami ta chastinami u skladi OSShR wodo nejtralizacii zbrojnogo konfliktu / Informacijnij bjuleten' vijs'k RHB zahistu № 6(6) 2008. Naukovo-informacijne vidannja.* – Harkiv: HITV, 2008. -100 s. 7. *Chernjavs'kij I.Ju., Maruwenko V.V. Povyshenie kachestva provedenija radiacionnoj razvedki rajonov putem uvelichenija kontrolirujemoj plowadi bortovym priborom radiacionnoj razvedki. Naukovo-tehnichnij zhurnal «Mehanika ta mashinobuduvannya» NTU «HPI»* – 2010. – Vip. 2. – S. –217-222.

Чернявский И.Ю., Бутейко Р.В.

ВОПРОСЫ АДЕКВАТНОСТИ В ВОЕННОЙ ДОЗИМЕТРИИ

В статье рассматриваются достоверность и точность измеряемых физических величин в системе войсковой дозиметрии, применительно к решаемым войсками РХБз задачам.

Chernyavsky I.Y., Butenko R.V.

The article deals with the reliability and accuracy of the measured physical quantities in the system of military dosimetry, as applied to problems solved NBCD troops.

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).

До обговорення

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:

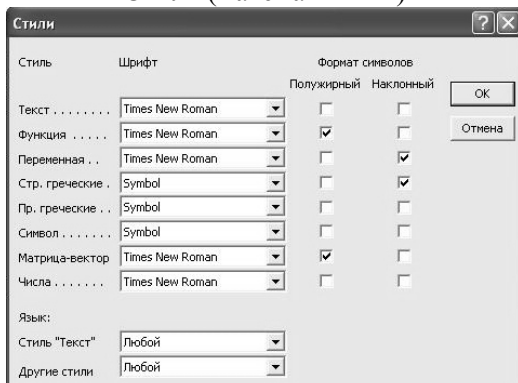
1. Параметри сторінок та тексту:

- 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.

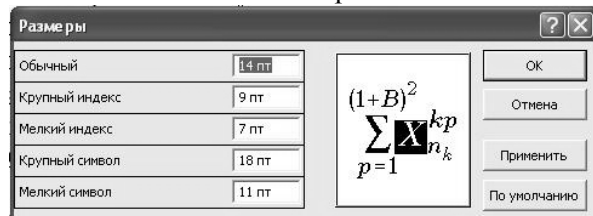
2. *Формули* створюються у вигляді об'єктів редактором формул Equation, центруються. Нумерація ставиться праворуч у дужках, вирівнюється по правому краю. Невеликі формули можна розміщати не в окремому рядку, а прямо в тексті. Після формул потрібно ставити розділові знаки, якщо цього вимагає орфографія. 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:

Стиль (математичний)



Розмір



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 11пт.

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

$$\dot{x} = Fx + Gu, x(0) = x_0, \quad (1)$$

где $x - \dots, F - \dots, G - \dots$

Квадратичный критерий качества имеет вид...

Таблиця 1
Гамильтонова матриця

| | | | | | | |
|--|--|--|--|--|--|--|
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |



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 linej-nyh sistem s obratnoj svjaz'ju / Larin V.B., Naumenko K.I., Suncev V.N. – K.: Nauk. dumka, 1973. – 151 s. 3. Dubovickij A.Ja. Zadacha na jekstremum pri nalichii ograniche-nij / A.Ja. Dubovickij, A.A. Miljutin // Zhurnal vychislitel'noj matematiki i matematicheskoy fiziki. – 1965. – T.5, №3. – S. 395 – 453.

Іванов В.Б., Петров К.П., Соколова І.С.

ЛІНІЙНА КВАДРАТИЧНА ЗАДАЧА ІЗ СИНГУЛЯРНОЮ
ГАМІЛЬТОНОВОЮ МАТРИЦЕЮ

За використанням методу простору станів, наведено рішення лінійної квадратичної задачі із сингулярною Гамільтоною матрицею...

Іванов В.Б., Петров К.П., Соколова І.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

До обговорення

Наукове видання

Науково-технічний журнал,
що видається два рази на рік

МЕХАНІКА ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

2'2011

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 09.12.2011 р. Формат 60x90 $\frac{1}{8}$. Папір офісний. Riso-друк.
Гарнітура Таймс Ум. друк. арк. 21,4. Наклад 300 прим. 1-й з-д 1-150.
Зам. № 30 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.

До обговорення