

ВЕСТНИК НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА "ХПИ"

*Сборник научных трудов
Тематический выпуск
"Транспортное машиностроение"*

39'2010

Издание основано Национальным техническим университетом
"Харьковский политехнический институт" в 2001 году

Государственное издание
Свидетельство Госкомитета по
информационной политике Украины
КВ № 5256 от 2 июля 2001 года

КООРДИНАЦИОННЫЙ СОВЕТ:

Председатель

Л.Л. ТОВАЖНЯНСКИЙ, д-р техн. наук, проф.

Секретарь координационного совета

К.А. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук, доц.

А.П. Марченко, д-р техн. наук, проф.;
Е.И. Сокол, д-р техн. наук, проф.;
Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.;
Л.М. Бесов, д-р ист. наук, проф.;
А.В. Бойко, д-р техн. наук, проф.;
Ф.Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.;
М.Д. Годлевский, д-р техн. наук, проф.;
А.И. Грабченко, д-р техн. наук, проф.;
В.Г. Данько, д-р техн. наук, проф.;
В.Д. Дмитриенко, д-р техн. наук, проф.;
И.Ф. Домнин, д-р техн. наук, проф.;
В.В. Епифанов, канд. техн. наук, проф.;
Ю.И. Зайцев, канд. техн. наук, проф.;
П.А. Качанов, д-р техн. наук, проф.;
В.Б. Клепиков, д-р техн. наук, проф.;
С.И. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.;
В.М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.;
В.И. Кравченко, д-р техн. наук, проф.;
Г.В. Лисачук, д-р техн. наук, проф.;
В.С. Лупиков, д-р техн. наук, проф.;
О.К. Морачковский, д-р техн. наук, проф.;
В.И. Николаенко, канд. ист. наук, проф.;
П.Г. Перерва, д-р экон. наук, проф.;
В.А. Пуляев, д-р техн. наук, проф.;
М.И. Рыщенко, д-р техн. наук, проф.;
В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.;
Г.М. Сучков, д-р техн. наук, проф.;
Ю.В. Тимофеев, д-р техн. наук, проф.;
Н.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Ответственный редактор:

В.В. Епифанов, канд. техн. наук, проф.

Зам. ответственного редактора:

А.И. Бондаренко, канд. техн. наук;

А.В. Рогов, канд. техн. наук.

Ответственный секретарь:

А.А. Зарубина, канд. техн. наук, проф.

Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.;
Д.О. Волонцевич, д-р техн. наук, доц.;
В.И. Омеляненко, д-р техн. наук, проф.;
И.В. Парсаданов, д-р техн. наук, проф.;
В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.;
Н.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ:

61002, Харьков, ул. Фрунзе, 21, НТУ "ХПИ",
Деканат факультета транспортного
машиностроения
Тел. (057)-707-63-81

Харьков 2010

Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2010. – № 39. – 179 с.

У збірнику представлені теоретичні та практичні результати наукових досліджень та розробок, що виконані викладачами вищої школи, аспірантами, науковими співробітниками різних організацій та установ.

Для викладачів, наукових співробітників, спеціалістів.

В сборнике представлены теоретические и практические результаты исследований и разработок, выполненных преподавателями высшей школы, аспирантами, научными сотрудниками различных организаций и предприятий.

Для преподавателей, научных сотрудников, специалистов.

**Друкується за рішенням Вченої ради НТУ "ХПІ"
протокол № 7 від 01 жовтня 2010 р.**

ISSN 2079-0066

© Національний технічний університет "ХПІ"

ВИПУСК ПРИСВЯЧЕНО
125 – РІЧЧЮ ЗАСНУВАННЯ НТУ «ХПІ»,
45 – РІЧЧЮ ЗАСНУВАННЯ ФАКУЛЬТЕТУ ТРАНСПОРТНОГО
МАШИНОБУДУВАННЯ



Ректор
Національного технічного університету
«Харківський політехнічний інститут»,
лауреат Державної премії України,
заслужений діяч науки і техніки України,
доктор технічних наук, професор
Товажнянський Леонід Леонідович

Шановні читачі!

Щиро вітаємо Вас - читачів тематичного вісника Національного технічного університету «ХПІ» «Транспортне машинобудування». Видання «Транспортне машинобудування» включає статті, в яких приведені результати науково-дослідних робіт учених, інженерів, аспірантів, магістрантів і студентів, які присвячують своє життя теорії та практиці вітчизняного транспортного машинобудування.

У випуску цього видання зацікавлені автори багатьох технічних спеціальностей потужних університетів, пов'язаних з транспортним і сільськогосподарським машинобудуванням. Вісник НТУ «ХПІ» «Транспортне машинобудування» також призначений для фахівців провідних підприємств України, таких як ДП «Завод ім. Малишева», ВАТ «ХТЗ ім. Орджонікідзе», ХК «АвтоКраз» та інших.

Сподіваюсь, що зміцнення ділових і творчих зв'язків промисловців, вчених, викладачів сприятиме активізації вітчизняної науки в галузі транспортного машинобудування, впровадженню новітніх конструкторських і технологічних рішень у зразки вітчизняної техніки, формуванню молодих кадрів і української технічної еліти ХХІ століття.

З повагою,

A handwritten signature in black ink, which appears to be 'L. L. Tovaznyanskyi'.

Л. Л. Товажнянський

АВТОМОБІЛІ ТА ТРАКТОРИ

УДК 624.07

В.М. БЕСПАЛОВ, канд. техн. наук, Академія внутрішніх військ МВС України (м. Харків),
Г.М. МАРЕНКО, канд. техн. наук, Академія внутрішніх військ МВС України (м. Харків),
Р.О. КАЙДАЛОВ, канд. техн. наук, Академія внутрішніх військ МВС України (м. Харків)

МЕХАНІЧНИЙ ГІСТЕРЕЗИС

Рассмотрен вопрос формирования петли гистерезиса в системах с линейно зависимыми от величины деформации значениями уровней жесткого скольжения и показана необходимость раздельного определения упругих и диссипативных характеристик таких систем. Проведено исследование коэффициента поглощения энергии колебаний.

The question of forming of loop of hysteresis is considered in the systems with the arcwise dependency upon the size of deformation values of levels of the hard sliding and the necessity of separate determination of resilient and dissipative descriptions of such systems is rotined. Research an asorptance energy of vibrations is conducted.

Постановка проблеми. Гістерезис у перекладі з грецької мови означає запізнення, тобто різні реакції фізичного тіла на зовнішні діяння в залежності від того, піддавалося це тіло раніше тим же діянням, чи піддається їм уперше. Гістерезис можна пояснити незворотними змінами, що проявляються у протіканні прямих та зворотних процесів. В залежності від суті фізичних процесів прийнято розрізнявати магнітний, діелектричний та пружний гістерезис.

Під пружним гістерезисом розуміють різницю в значенні деформації тіла при одному й тому ж значенні механічної напруги в залежності від значення попередньої деформації тіла. Пружний гістерезис є причиною затухання вільних коливань у твердих тілах і поглинання енергії при вимушених коливаннях. Одразу треба зауважити, що поглинання енергії при коливаннях твердих тіл пов'язане із внутрішнім тертям та пружно-пластичними деформаціями, тобто не зовсім пружними процесами, а для більшості твердих тіл існують поняття пружних характеристик, модуля пружності, пружного прогину та ін. Ось чому більш правильно вживати назву механічний гістерезис”.

Механічний гістерезис може бути шкідливим і тоді з ним необхідно боротися (вузли тертя машин), або корисним, таким що використовується свідомо (системи демпфірування коливань). В цих конструкціях паралельно

вмикають пружні елементи (ресора, пружина) та елементи, що мають великий механічний гістерезис (наприклад, амортизатор). В таких системах існує так званий конструктивний гістерезис, основні характеристики якого пов'язані вже не тільки із внутрішнім тертям, а із зовнішнім, нерідко – із внутрішнім тертям у рідині. До основних питань при конструюванні систем із механічним гістерезисом слід віднести свідоме визначення співвідношення пружних та дисипативних характеристик елементів ще на стадії вибору конструктивних схем. Так, свого часу неправильне визначення пружних та дисипативних характеристик каротажних кабелів призвело до похибок в оцінці результатів дослідження Кольської надглибокої свердловини (проектна глибина 15 км).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням врахування сил тертя при деформуванні пружних систем присвячені роботи [1], [2], які на цей час стали вже класичними. Однак в цих роботах наведено результати великої кількості досліджень врахування сил тертя при коливаннях, при цьому величина сили тертя може приймати два значення: дорівнювати нулю або межовому значенню сили тертя спокою.

В роботі [3] Ю.П. Бусаров запропонував модель сухого тертя із плавною зміною сили тертя від нуля до межового значення, яке відповідає жорсткому ковзанню.

В роботі [4] показано, що для описування гістерезисних характеристик систем із конструктивним гістерезисом, зокрема канатів і каротажних кабелів, математична модель сухого тертя, запропонована Ю.П.Бусаровим, непридатна.

Крім того, при дослідженні коливань велике значення має визначення коефіцієнту поглинання та декременту коливань. В сучасних дослідженнях пружні характеристики визначають, наприклад, методом скінчених елементів, а дисипативними характеристиками часто нехтують. Однак досліди показують, що системи із конструктивним гістерезисом далеко не завжди можуть бути представлені як пружно-в'язке тіло,- такі ж самі за формою віброграми отримаємо при амплітудно-залежному гістерезисному терті, коли в'язке тертя взагалі відсутнє. До того ж виявляється, що дослідження формування вітей гістерезисної петлі впливає на величини коефіцієнту поглинання та декременту коливань; часто їх визначають неправильно.

Мета статті полягає у дослідженні пружних та дисипативних характеристик систем із конструктивним гістерезисом при умові лінійної зміни межового значення величини сили тертя.

Виклад основного матеріалу. Віти довільного гістерезисного циклу можна зобразити сімействами кривих навантаження ($\dot{z} > 0$) та розвантаження ($\dot{z} < 0$). Перехід з одного рівня жорсткого ковзання $-T_0$ на інший $+T_0$ та назад відбувається плавно у межах зони попереднього зміщення $z_{пз}$ (рис. 1,а).

Наявність плавного переходу від пружного ковзання до жорсткого відмічається багатьма авторами.

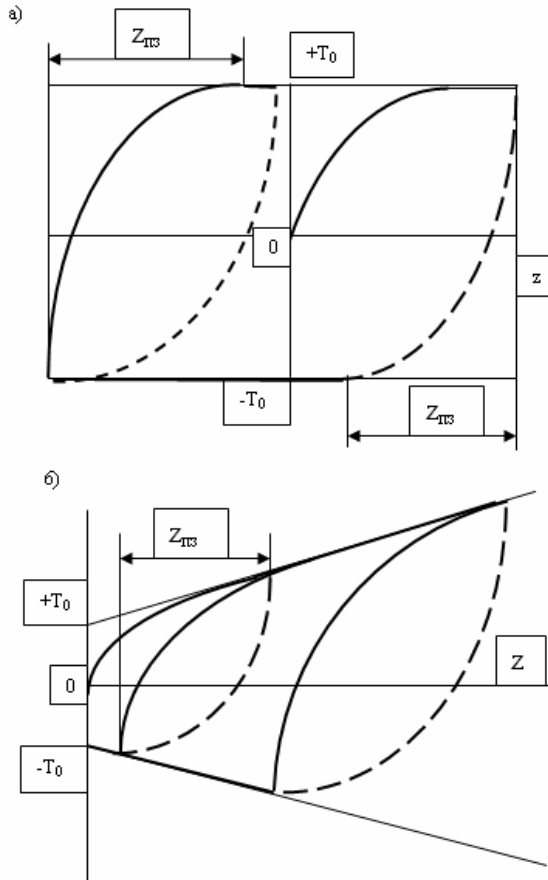


Рисунок 1 – Залежність сили тертя від поперечного зміщення

Залежність сил тертя T від попереднього зміщення z добре описується інтегральними функціями

$$\begin{cases} T = T_0 \cdot \{1 - \exp[-b(z - c_1)]\}, \dot{z} > 0; \\ T = -T_0 \cdot \{1 - \exp[b(z - c_2)]\}, \dot{z} < 0. \end{cases} \quad (1)$$

Ці інтегральні функції є рішенням системи диференційних рівнянь

$$\begin{cases} dT/dz = b(T_0 - T), \dot{z} > 0; \\ dT/dz = b(T_0 + T), \dot{z} < 0. \end{cases} \quad (2)$$

Тут c_1 та c_2 - константи, що враховують переміщення кривої по горизонталі; b – показник експоненти. Така модель відповідає принципу Релея-Мазінга, необхідною умовою для цього є постійність межового значення сили тертя в процесі навантаження [3].

В загальному випадку опір системи зовнішньому діянню буде визначатись сумарним опором пружного елемента $S = m \cdot z$ та не пружного елемента $T_0 + k \cdot z$, тобто (див. мал. 1,б) $T = S \pm (T_0 + k \cdot z)$ (де m – коефіцієнт жорсткості пружного елемента, а k – коефіцієнт збільшення межового значення сили тертя в залежності від деформації z). У такому разі математична модель буде виглядати так:

$$\begin{cases} T = m \cdot z + T_0 \{1 + k \cdot z - \exp[-b(z - c_1)]\}, \dot{z} > 0; \\ T = m \cdot z - T_0 \cdot \{1 + k \cdot z - \exp[b(z - c_2)]\}, \dot{z} < 0. \end{cases} \quad (3)$$

Якщо ввести позначення $M = m / T_0$, $T / T_0 = \eta$, віти навантаження η_n та розвантаження η_p будуть представлені у відносних величинах (замість постійних c_1 та c_2 введені характеристики a_n та a_p):

$$\begin{cases} \eta_i = (M + k)z + 1 - a_i \cdot \exp(-\beta z); \\ \eta_o = (M - k)z - 1 + a_o \cdot \exp(\beta z). \end{cases} \quad (4)$$

Значення характеристик a_n та a_p можна знайти із умови, що в точках зміни напрямків деформації z_n та z_p ординати віт навантаження та розвантаження рівні між собою, тобто $\eta_n(z_n) = \eta_p(z_n)$ та $\eta_n(z_p) = \eta_p(z_p)$. З цієї умови:

$$\begin{cases} a_i = [2(1 + k \cdot z_o) - a'_o \cdot \exp(\beta z_o)] \cdot \exp(\beta z_o); \\ a_o = [2(1 + k \cdot z_i) - a'_i \cdot \exp(-\beta z_i)] \cdot \exp(-\beta z_i). \end{cases} \quad (5)$$

де a'_n та a'_p - значення характеристик для віт, попередніх тим, що розглядаються (мал. 2). При навантаженні від точки $z = 0$ $a_n = 1$.

Якщо «історія навантаження» конструкції невідома, а деформаційний стан її визначається значенням z^* , то при відомих параметрах системи

$$\begin{cases} a_i = [kz^* - z^*(k - m)/T_0] \cdot \exp(\beta z^*); \\ a_o = [kz^* + 2 + z^*(k - m)/T_0] \cdot \exp(\beta z^*). \end{cases} \quad (6)$$

Із рис. 2 видно, що завантаження такої конструктивної системи (ряд 1) та її розвантаження (ряд 2) зображується різними вітами внаслідок дисипації енергії в не пружному елементі (амортизаторі). Пружні ж деформації $S = m \cdot z$ відбуваються для лінійно пружних матеріалів) за законом прямої лінії. Якщо розвантаження здійснити не повністю, скажімо до точки 6, і знов перейти до навантаження (ряд 3), отримаємо петлю гістерезису. Петля умовно показана замкненою, хоча зрозуміло, що дисипація енергії відбувається при кожному циклі коливань, тому в дійсності для реальної системи замість петлі отримаємо спіраль.

Як бачимо, лінія пружних деформацій перетинає петлю не симетрично; часто за лінію пружних деформацій помилково приймають лінію I-I, що приводить до невірних розрахунків.

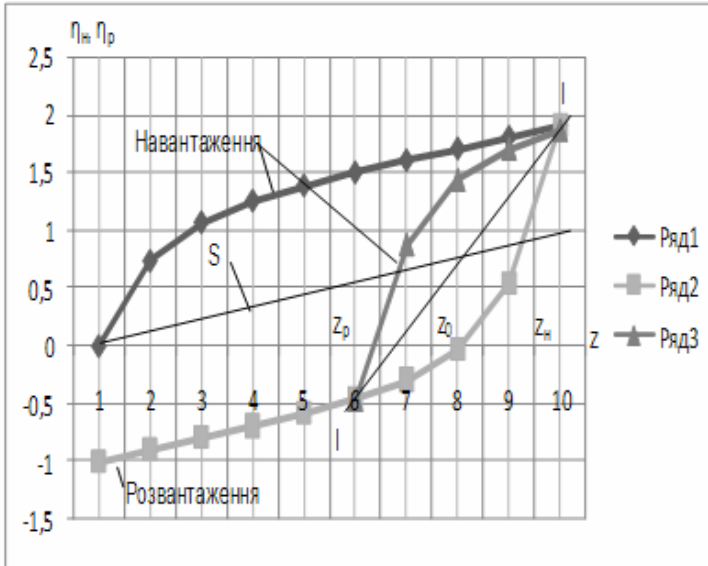


Рисунок 2 – Побудова петлі гістерезису

Інтенсивність затухання коливань визначається коефіцієнтом поглинання Ψ , величина якого характеризує долю поглинутої енергії за цикл деформації у відношенні до роботи пружних сил. Кількість поглинутої енергії визначається площею петлі гістерезису. Для віртуальної замкненої петлі можна знайти:

$$\begin{cases} a_{ic} = \exp(\beta z_0) \cdot [(1+k \cdot z_0) / \operatorname{ch}(\beta A) - k \cdot A / \operatorname{sh}(\beta A)]; \\ a_{dc} = \exp(-\beta z_0) \cdot [(1+k \cdot z_0) / \operatorname{ch}(\beta A) + k \cdot A / \operatorname{sh}(\beta A)]; \end{cases} \quad (7)$$

де $z_0 = (z_n + z_p)/2$, $A = (z_p - z_n)/2$.

Інтегрування різниці ординат віт замкненої петлі в межах від $z = z_0 - A$ до $z = z_0 + A$ дає площу петлі:

$$V = \int_{z_0 - A}^{z_0 + A} (\eta_i - \eta_d) dz = 4(1+k \cdot z_0) [A - \operatorname{th}(\beta A) / \beta]. \quad (8)$$

Інтегрування функції пружних деформацій Sdz у тих же межах дає значення потенційної енергії пружних деформацій, яка чисельно дорівнює роботі пружних сил за цикл: $w = 2Mz_0A$.

Згідно до визначення, коефіцієнт поглинання

$$\psi_0 = V / w = 2(1+k \cdot z_0) [1 - \operatorname{th}(\beta A) / \beta A] / Mz_0. \quad (9)$$

Для систем із постійним значенням межевого не пружного опору у наведених формулах слід прийняти $k = 0$.

В тріботехніці, скільки нам відомо, не розглядають випадки лінійно залежного від деформації межевого значення T_0 , тобто приймають $T = S \pm T_0$. Петля у цьому випадку має форму паралелограма, площа петлі $V^* = 4 A m/M$. При цьому легко знайти коефіцієнт поглинання:

$$\psi_0^* = V^* / w = 2m / M^2 z_0. \quad (10)$$

Легко визначити величину похибки γ :

$$\gamma = (\psi_0 - \psi_0^*) / \psi_0 = 1 - T_0 / ((1 + mz_0) [1 - \operatorname{th}(\beta A) / \beta A]). \quad (11)$$

Аналіз дає: при $z_0 \rightarrow 0$, $\gamma \rightarrow \gamma^* = 1 - T_0 / [1 - \operatorname{th}(\beta A) / \beta A]$; при $z_0 \rightarrow \infty$, $\gamma \rightarrow 1$. Таким чином, значення коефіцієнту поглинання і декременту коливань можуть переоцінюватись майже у два рази у бік збільшення. Свого часу при дослідженні Кольської надглибокої свердловини на глибині майже 13 км

амплітуда коливань кінця каротажного кабеля із приладом перевищила 100 м, тоді як за попередніми розрахунками вона мала бути суттєво меншою.

Наведені дані можуть бути використані при проектуванні різних систем із конструктивним гістерезисом, наприклад, підвіски автомобіля, поліспастів монтажних кранів, шахтного підйому та ін.

Ще більш цікаві результати можна отримати при двовісному навантаженні, наприклад, розтягуванні та згині, але це вже тема для іншого дослідження.

Висновки.

Легко бачити, що коефіцієнт поглинання (9) залежить:

від амплітуди коливань A ;

від швидкості зростання не пружного опору (параметр β);

від співвідношення жорсткості пружного елемента і межового не пружного опору (параметр M);

від величини попередньої деформації пружного елемента z_0 .

Величина Ψ_0 швидко зменшується в області малих амплітуд A . Ось чому затухання відбувається більш інтенсивно при більших зовнішніх діях на систему. Згадайте: інтенсивність звуку струни музичного інструменту швидко зменшується, після чого із низькою інтенсивністю струна довго звучить. Аналіз показує, що при $z_0 \rightarrow 0$, $\Psi_0 \rightarrow 0$, а при $z_0 \rightarrow \infty$, $\Psi_0 \rightarrow 2k/M$.

Зауважимо також що назва «логарифмічний декремент затухання», що традиційно вживається в літературі, - неправильна, тому що декремент затухання δ (декремент коливань) це і є натуральний логарифм відношення двох сусідніх амплітуд в один і той же бік. При наявності сухого тертя $\Psi_0 = 2\delta$.

Таким чином, силові характеристики пружного (k , S_{max}) та дисипаційного (β , T_0) елементів конструкції слід визначати окремо. При експериментальному визначенні характеристик у стані агрегату слід скористатися методикою обробки експериментальних даних, наведеною в [4].

Список літератури: 1. *Пановко Я.Г.* Внутренне трение при колебаниях упругих систем. М., Физматгиз, 1960, 380 с. 2. *Писаренко Г.С.* Колебания механических систем с учетом несовершенной упругости материала. Киев, «Наукова думка», 1970, 239 с. 3. *Бусаров Ю.П., Островский М.С.* Математическая модель гистерезиса внешнего трения. Машиностроение, 1976, № 5, с. 51 – 82. 4. *Беспалов В.Н., Ковальский Б.С., Смоляков С.Л., Карпухин Ю.И.* Гистерезис при статическом растяжении каротажных канатов. – Механика технологического оборудования. Ч.1. Методическое пособие. Под редакцией В.А.Прокопова, МО СССР, 1989, с. 57 – 72.

Поступила в редколлегию 30.09.10

Д.В. БИБИК, ученый секретарь, КП ХКБМ (г. Харьков),
О.И. ДЕРКАЧ, НТУ «ХПИ», **В.А. ФЕДОРОВ**, НТУ «ХПИ»,
И.В. ЯЛОВЛ, НТУ «ХПИ»

МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ СОВМЕСТНОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ, СОЕДИНЕННЫХ ПОСРЕДСТВОМ ТЕЛ КАЧЕНИЯ

Оцінюючи за методом скінчених елементів напружено-деформований стан деталей, що мають багато точок торкання, виникає необхідність побудови розрахункових моделей чималого обсягу, для розв'язання яких потрібні потужні багатопроцесорні комп'ютерні системи. Пропонована методика дає змогу провести чисельне дослідження таких конструкцій без залучення потужних обчислювальних систем. Також наведено порівняння результатів чисельних та аналітичних розрахунків.

Performing a strain and stress analysis of parts being in multiple contact via finite-element method, it is necessary to build a sizeable computer model. Very often the model can be solved only by high-powered computer system. The offered procedure allows to perform such an analysis with conventional computers. Also the result comparison of both analytical and numerical calculations is presented.

Постановка проблеми. В инженерной деятельности иногда возникают задачи, когда необходимо исследовать совместную работу нескольких тел как единой системы. Одним из аспектов такого изучения является анализ совместного деформирования тел, которые в нее входят. При этом существует ряд конструкций, где вращающиеся детали соединены с неподвижными посредством подшипников различных видов. Как правило, подшипники являются стандартизованными деталями, а их теория и методы расчетов хорошо развиты и изучены [1]. Однако встречаются объекты, подвижное соединение которых имеет конструктивные особенности, ограничивающие применимость известных расчетных формул.

Одним из примеров таких конструкций является радиально-поршневая гидрообъемная передача (ГОП) с шариковыми поршнями типа ГОП-900, в которой подвижные части – роторы гидронасоса (рис. 1, поз. 3) и гидромотора (рис. 1, поз. 4) через опорные ролики (рис. 1, поз. 6) опираются о неподвижную часть – цапфы блока цапфенных распределителей (БЦР) (рис. 1, поз. 5).

При работе ГОП недопустимым событием является касание поверхности цапфы блока цапфенных распределителей с поверхностью ротора. Такое касание вызывает лавинообразный рост температуры деталей в окрестности контакта, что за очень короткое время (единицы секунд) приводит к заклиниванию ГОП [2,3]. Для обеспечения безаварийной работы ГОП, ротор установлен на цапфу с некоторым зазором, выбираемым исходя из 2 взаимоисключающих ограничений. С *одной стороны*, зазор должен быть достаточно большим для гарантии отсутствия контакта, с *другой стороны* –

должен быть достаточно малым для снижения объемных потерь в ГОП [4]. Величина зазора как конструктивный параметр может быть выбрана по результатам исследования совместного деформирования цапфы и ротора при различных рабочих режимах, и соответствующих им нагрузках.

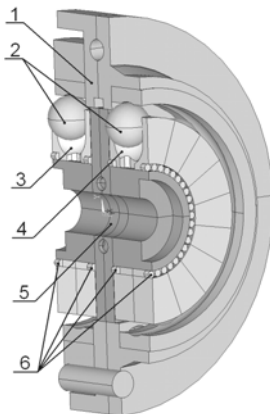


Рисунок 1 – Основные элементы передачи ГОП-900 (1/2 часть конструкции, осевое сечение):

1 – корпус гидропередачи; 2 – шариковые поршни; 3 – ротор гидронасоса; 4 – ротор гидромотора; 5 – блок цапфенных распределителей; 6 – опорные ролики.

Для исследования работы ГОП используется квазистатический подход, согласно которому исследуется напряженно-деформированное состояние (НДС) деталей ГОП под действием статической нагрузки, соответствующей мгновенному значению динамической нагрузки в некоторые моменты времени.

Наиболее распространенным методом анализа реальных механических конструкций является метод конечных элементов (МКЭ), однако постановка и решение «в лоб» задачи о совместном деформировании ротора и БЦР даже на очень мощных компьютерах затруднительна. Для этого требуется одновременное решение контактной задачи теории упругости для каждого из 160 опорных роликов, входящих в гидропередачу, что вызывает значительные трудности для сходимости вычислительной процедуры. Поэтому *очень актуальным* является разработка специальной методики, которая позволила бы преодолеть указанные проблемы.

Анализ публикаций. В литературе [5] описаны приближенные аналитические зависимости для оценки радиальной жесткости подшипника качения в целом:

$$J = \frac{F_r}{\delta_r}, \quad (1)$$

где J – радиальная жесткость подшипника в узле;
 F_r – радиальная нагрузка на опору;
 δ_r – радиальная податливость подшипника под нагрузкой.

При этом

$$\delta_r = \delta_r' + \delta_r'' \quad (2)$$

где δ_r' – радиальная податливость в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения;

δ_r'' – радиальная податливость в контакте колец подшипника с посадочными поверхностями вала и корпуса.

Для радиального однорядного подшипника с короткими цилиндрическими роликами в качестве тела качения и при отсутствии натяга/зазора, соотношение (2) примет следующий вид:

$$\delta_r = 2,6 \left(\frac{F_r}{z} \right)^{0,9} \frac{1}{l^{0,8}} + \frac{4F_r}{\pi dB} \left(1 + \frac{d}{D} \right) \quad (3)$$

где F_r – радиальная нагрузка на опору;

z – количество роликов;

l – длина ролика;

d, D, B – соответственно, внутренний, наружный, диаметры и ширина подшипника.

Также в [5] приведены зависимости для определения контактной деформации (в миллиметрах) ролика и колец подшипника, т.е. сближения соприкасающихся тел под действием нормальной нагрузки

$$\delta = 3 \cdot 10^{-4} \frac{Q^{0,9}}{l^{0,8}} \quad (4)$$

где Q – сжимающая сила, действующая на контактирующие поверхности.

Как видно, приведенные аналитические выражения не дают возможности определить характер распределения радиальной податливости по каждому ролику, входящему в подвижное соединение БЦР и ротора. Формула (3) позволяет определить жесткость подшипниковой опоры в целом, с учетом вклада деформации всех тел качения, входящих в него, но вместе с тем она не учитывает влияние диаметра тела качения на величину радиальной податливости, что ограничивает ее применимость для

нестандартных соединений. А формула (4) учитывает деформацию контактирующих тел только в месте контакта, без учета деформации самого ролика от действия сжимающей силы Q .

Постановка задачи и цель. Целью данной работы является разработка и проверка методики, позволяющей моделировать совместное деформирование тел, соединенных посредством тел качения.

Чтобы избежать необходимости решения по МКЭ совокупности контактных задач для каждого опорного ролика, представляется возможным заменить их действие специальными конечными элементами, работающими на сжатие, и имеющими характеристику жесткости, идентичную такой же характеристике ролика. При этом идею предлагаемой методики можно представить в виде следующего *алгоритма*:

1. Моделирование тела качения заданной геометрии и размеров
2. Задание контакта, где тело качения является деформируемым, а сжимающие поверхности – жесткими.
3. Проведение серии расчетов НДС тела качения в необходимом диапазоне значений сжимающей нагрузки, и получение его упругой характеристики.
4. Объявление специального конечного элемента, имеющего полученную нелинейную упругую характеристику.
5. Замена тел качения в исходной КЭ-модели конструкции на специальные упругие конечные элементы.

Методика моделирования. Для исследования характеристики жесткости опорного ролика используются 2-мерные конечноэлементные модели с сетками разбиения различной плотности. В обоих моделях ролик сжимается между 2 жесткими поверхностями, имеющими такую же кривизну, как и соответствующие поверхности в реальной конструкции. Диаметр ролика – 10 мм, толщина ролика – 10 мм.

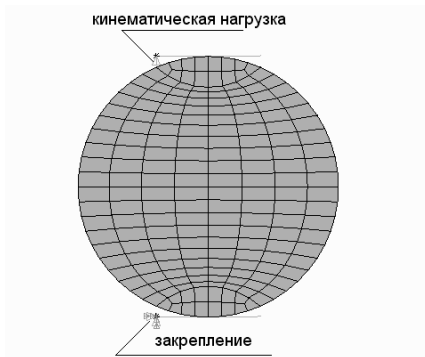


Рисунок 2 – Модель для исследования характеристики жесткости ролика

Сетка №1 (базовая) содержит 188 элементов со средним размером 0,5 мм; сетка №2 (густая) содержит 760 элементов со средним размером 0,24 мм.

К модели прикладывались кинематические граничные условия по ведущим узлам (master-node) контактных поверхностей. Нижняя поверхность была закреплена, верхней – задавалось перемещение v в направлении сжатия ролика в диапазоне от 10^{-6} м до $6 \cdot 10^{-4}$ м. В качестве результата сохранялись значения силы реакции в ведущем узле верхней поверхности.

Для решения контактной задачи использовался алгоритм расширенного метода Лагранжа (Augmented Lagrange method), стандартная модель контакта, устранен начальный зазор между контактирующими поверхностями.

По результатам расчетов на разных сетках построены упругие характеристики ролика, представляющие собой зависимость силы сопротивления от величины сжатия ролика, которые приведены на рис. 3.

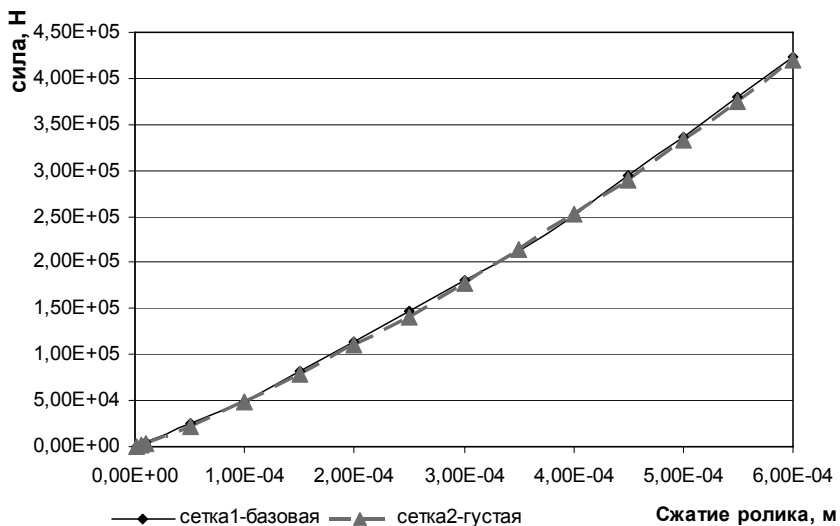


Рисунок 3 – Упругая характеристика ролика

Усредненная разница результатов расчетов, полученная на 2 сетках элементов разной величины, составила 2,04 % при кинематической нагрузке, начиная со значения нагрузки 10^{-4} м.

Полученная упругая характеристика ролика используется для описания специального конечного элемента, имеющего нелинейные упругие свойства. Так, в программном комплексе ANSYS – это элемент COMBIN39, для которого упругая характеристика задается в его реальных константах.

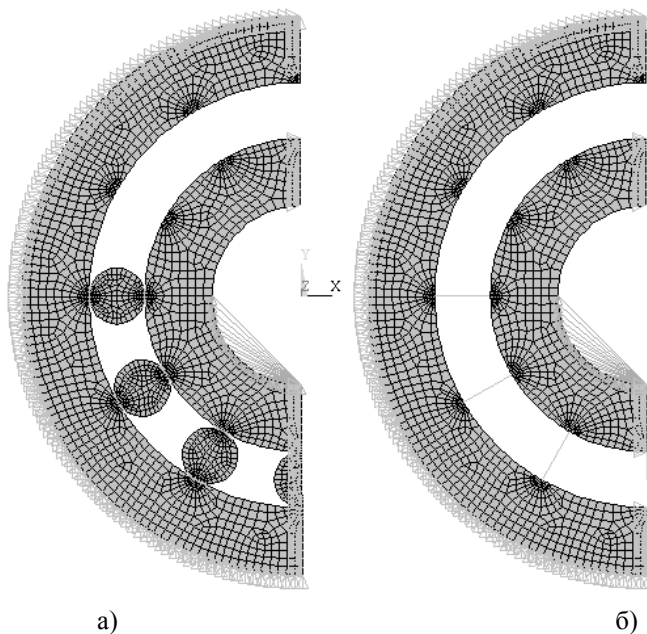


Рисунок 4 – Тестовая модель для оценки радиальной жесткости подшипника:
 а) решается контактная задача;
 б) ролики заменены упругими элементами.

Проверка такого подхода осуществлялась при помощи тестовой задачи, в которой исследовалась радиальная жесткость роликового подшипника в целом (рис. 4). Задача решалась в плоской постановке – используя свойства симметрии, рассматривалась $\frac{1}{2}$ часть конструкции. Внешнее кольцо подшипника закреплено, часть узлов, принадлежащих внутренней поверхности внутреннего кольца подшипника сопряжены по вертикальным перемещениям, и к ведущему узлу прикладывается радиальное усилие в вертикальном направлении. Действие отброшенной части моделируется применением симметричных граничных условий по линии сечения колец подшипника и тела качения. Кроме того, радиальная нагрузка составляет половину от своего номинального значения, а также упругий элемент, соответствующий нижнему ролику, имеет в 2 раза менее жесткую упругую характеристику. Поскольку из литературы [1,5] известно, что при радиальном нагружении подшипников часть тел качения не несет нагрузку, они отсутствуют в расчетных моделях.

Сравнение результатов расчета тестовой модели показало близость результатов для варианта с решением контактной задачи для тел качения, и для варианта с упругими элементами (рис. 5). На этом же рисунке приведены результаты расчета радиальной жесткости подшипника по формуле (3),

которые показывают существенное расхождение с результатами расчета по МКЭ.



Рисунок 5 – Сравнительные графики радиальной жесткости подшипника в целом

Выводы. Разработанная и описанная в статье экономичная расчетная схема позволяет, сохраняя точность, значительно сократить вычислительные затраты при оценке напряженно-деформированного состояния деталей, соединенных посредством тел качения. Предложенная методика планируется к использованию для дальнейших исследований прочности элементов гидропередачи ГОП-900.

Список литературы: 1. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. / Л.Я. Перель, А.А. Филатов – М: Машиностроение, 1992.– 606 с. 2. Бирик Д.В. К вопросу о гидрообъемной механической трансмиссии / Д.В. Бирик // Интегровані технології та енергозбереження.– 2008 – N2.– С.67–71. 3. Аврунин Г.А. Исследование объемной гидропередачи с шариковыми поршнями / Г.А. Аврунин, Д.В. Бирик, И.В. Кабаненко // 36. наук. праць – Харків: УкрДАЗТ, 2006. – Вип. 73. – С. 139–145. 4. Теоретическое обоснование и выбор конструктивных параметров радиально-поршневых гидромашин, работающих в составе ГОМТ гусеничных машин и разработка системы автоматического управления движением гусеничных машин с ГОМТ / Научно-технический отчет. Харьков: НПО «Политехник», 2000. – 242 с. 5. Бейзельман Р.Д. Подшипники качения: Справочник. 6-е изд. / Р.Д. Бейзельман, Б.В. Цыпкин, Л.Я. Перель – М.: Машиностроение, 1975.– 574 с.

Поступила в редколлегию 23.09.2010

А.И. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук, НТУ “ХПИ”

ИССЛЕДОВАНИЕ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ОБОРУДОВАНИЯ СОВРЕМЕННЫХ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ АБС

Обґрунтована доцільність обладнання сучасних колісних тракторів АБС. Наведені швидкості руху сучасних тракторів; характеристики тракторів, в базову комплектацію яких входить АБС; позитивні та негативні сторони обладнання тракторів АБС.

Expedience of equipment of the modern wheeled tractors of ABS is grounded. The rates of movement of modern tractors are resulted; descriptions of tractors ABS is included in base acquisition of which; positive and negative sides of equipment of tractors of ABS.

Введение. Оборудование антиблокировочной системой (АБС), как автомобилей, так и тракторов, приводит к повышению тормозной эффективности, улучшению устойчивости и управляемости, увеличению средней скорости движения и т.д.

Анализ последних достижений и публикаций. По существующим международным нормам сегодня в обязательном порядке должны оборудоваться АБС следующие транспортные средства [1, 2]:

- грузовые автомобили весом более 3,5 т;
- автобусы весом более 5 т;
- прицепы и полуприцепы весом более 5 т.

Другие автотранспортные средства, в т. ч. легковые автомобили оборудуются АБС по желанию покупателя или по инициативе фирм-изготовителей автомобилей.

На данный момент АБС оборудованы лишь трактора Fastrac. АБС тракторов Fastrac отвечает всем требованиям европейского законодательства для транспортных средств со скоростью движения свыше 40 км/ч и массой свыше 3,5 т. [3].

Цель и постановка задачи. Целью данной работы является исследование целесообразности оборудования современных колесных тракторов АБС. Для достижения поставленной цели необходимо проанализировать:

- скорости движения современных тракторов;
- характеристики тракторов, в базовую комплектацию которых входит АБС;
- положительные и отрицательные моменты оснащения тракторов АБС.

Исследование целесообразности оборудования современных колесных тракторов АБС. На данный момент на территории Украины существует огромное количество малых фермерских хозяйств, у которых, как

правило, отсутствует собственная техника для обработки арендуемых площадей. Расстояние между соседними фермерскими хозяйствами может составлять 50...100 км, а иногда и больше. Параллельно с малыми хозяйствами существуют и такие, площадь которых превосходит 100 000 Га. В связи с увеличением числа и площадей фермерских хозяйств выросла потребность в мощных тракторах, обладающих большой транспортной скоростью.

Скорость движения трактора очень важна, ведь от высокой транспортной скорости зависит:

- быстрота перегона машины с одного места на другое (от одного фермерского хозяйства к другому, с поля на поле);
- время, затрачиваемое на транспортировку грузов.

Скорости движения колесных тракторов, серийно выпускаемых на территории Украины и ближнего зарубежья, представлены в табл. 1-3.

Таблица 1 – Тракторы, выпускаемые ХТЗ

Модель	ХТЗ-150К-09	ХТЗ-17021	ХТЗ-17222
			
Номинальная мощность, кВт (л.с.)	128,7 (175)	142 (190)	128,7 (175)
Максимальная скорость движения, км/час	30,08	31	39,95
Модель	ХТЗ-17221	ХТЗ-16331	ХТЗ-17221-21
			
Номинальная мощность, кВт (л.с.)	128,7 (175)	132,4 (180)	176,5 (240)
Максимальная скорость движения, км/час	29,60	31,43	31

Таблица 2 – Тракторы, выпускаемые ООО "Агроимпорт"







	ХТА-200	ХТА-220	T151K-09
Модель			
Номинальная мощность, кВт (л.с.)	154,4 (210)	162 (220)	176 (240)
Максимальная скорость движения, км/час	35	32	30,08

Таблица 3 – Тракторы, выпускаемые МТЗ






	Беларус1221	Беларус1523	Беларус 2022
Модель			
Номинальная мощность, кВт (л.с.)	96 (130)	114 (155)	156 (212)
Максимальная скорость движения, км/час	33,8	32,34	39,7

Таблица 4 – Тракторы, выпускаемые John Deere

	John Deere 6930	John Deere 7730	John Deere 8230
Модель			
Номинальная мощность, кВт (л.с.)	110 (150)	136 (185)	177 (240)
Максимальная скорость движения, км/час	40 или 50 (в зависимости от модификации)	42	42

Максимальная скорость движения тракторов John Deere (табл. 4), Valtra N 141h, Valtra T 191h, MT645C, MT655C, MT665C, MT675C, MT685C достигает 50 км/час, трактор Fendt 936 имеет разрешенную максимальную скорость 60 км/ч. Британской компанией JCB разработаны тракторы нового поколения Fastrac, максимальная скорость движения которых достигает 80 км/час [3] (табл. 5).

Таблица 5 – Основные технические данные тракторов Fastrac.

Модель	Fastrac 2155	Fastrac 2170	Fastrac 3200	Fastrac 3230	Fastrac 8250
					
Тип двигателя	Cummins QSB6.7	Cummins QSB6.7	Cummins QSB6.7	Cummins QSB6.7	Cummins QSB8.3
Полная мощность при об/м (по SAE J1995), л.с. (кВт)	160 (119) при 2200 об/мин	170 (127) при 2200 об/мин	193 (144) при 2300 об/мин	220 (164.2) при 2300 об/мин	260 (194) при 2200 об/мин
Устройство отбора мощности ВОМ, л.с. (кВт)	137(102)	147(110)	168(125.3)	190(141.7)	225(168)
Масса, кг	6845	6845	7277	7277	10.640
Максимальный крутящий момент при об/мин, Н/м	641 при 1500 об/мин	675 при 1300 об/мин	762 при 1500 об/мин	837 при 1500 об/мин	1179 при 1200 об/мин
Максимальная грузоподъемность задней сцепки, кг	6000	6000	8000	8000	10,000
Транспортная скорость, км/ч *	60	60	65/80	65/80	65/69
Тормоза (в зависимости от региона поставки)	АБС	АБС	АБС	АБС	АБС

*зависит от местного законодательства

Для повышения устойчивости и улучшения управляемости в соответствии с требованиями стандартов, JCB удалось вписать систему АБС применительно к трактору сельскохозяйственного назначения, используя отработанную технологию, применяемую в автомобильной промышленности. Однако здесь применяется система с уменьшенным быстродействием, с поправкой на колеса большого диаметра.

Устанавливается АБС на все модели Fastrac, в которой используется 4 датчика и 3 модулятора, чтобы обеспечить постоянный контроль вращения всех колес и независимое управление вращением задних колес.

Поскольку система АБС заимствована от легковых и грузовых автомобилей, может сложиться впечатление, что она дает преимущества оператору только при передвижении по дорогам и при высоких скоростях. Однако АБС трактора Fastrac позволяет обеспечить беспрецедентную управляемость и устойчивость на полевых работах, и совершенно спокойно работать на траве и стерне, а также на грунтовой или гравийной поверхности.

Основным недостатком АБС является их цена. Однако, если проанализировать стоимость тракторов, представленных в таблицах 1 – 5, станет ясно, что стоимость АБС не превышает 0,5 – 1,5% стоимости трактора.

Оснащение АБС транспортного средства может находиться под вопросом, если стоимость АБС превышает 5% стоимости транспортного средства, максимальная скорость движения находится ниже 40 км/час.

Выводы. Для повышения тормозной эффективности; улучшения устойчивости и управляемости; увеличения средней скорости движения; продления срока службы шин колесные тракторы желательно оборудовать АБС, если стоимость АБС не превышает 5% стоимости трактора, максимальная скорость движения находится выше 40 км/час.

Список литературы 1. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения. Правила Европейской Экономической Комиссии ООН №13. – Женева, 1999. 2. Bosch. Автомобильный справочник / [пер. с английского Г.С. Дугин, Е.И. Комаров, Ю.В. Онуфрийчук – 2-е изд.]. – М.: ЗАО “КЖИ “За рулем”, 2004. – 992 с. 3. Гольцяпин В. Я. Новые интегральные тракторы JCB / В. Я. Гольцяпин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. № 4. – С. 38 – 41.

Поступила в редколлегию 21.09.10

В.М. ВЕЛИКОДНЫЙ, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»,
А.Г. МАМОНТОВ, НТУ «ХПИ»

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЛАВНОСТИ ХОДА ТРАКТОРА ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО СИНУСОИДАЛЬНЫМ НЕРОВНОСТЯМ

Проведено аналіз чисельних даних, отриманих у результаті експериментальних випробувань параметрів плавності руху колісного трактора оснащеного пневматичною системою підресорювання. Встановлено залежності величин середньоквадратичних прискорень від параметрів фону синусоїдальних нерівностей, швидкості руху трактора та рівня тиску повітря в системі пневматичного ресорного підвищування самохідної машини.

The organized analysis numerical data, got as a result of experimental test parameter to smoothness's of the moving the wheel tractor equipped by pneumatic suspension system. The installed dependency of the values of the root-mean-square speedups from parameter of the background sine jaggies, velocities of the moving the tractor and level to pressure of the air in system pneumatic on spring self-propelled machine.

Введение. Основным устройством, защищающим самоходную машину от динамических воздействий дороги и сводящим колебания к приемлемому уровню, является подвеска. Многолетний опыт показывает, что неровности дороги и вызываемые ими колебания масс трактора ведут, как правило, к ухудшению всех его эксплуатационно-технических качеств и к тем большему, чем хуже качество поверхности дорожного покрытия.

Анализ последних достижений и публикаций. Движение самоходной машины по неровным дорогам сопровождается непрерывными колебаниями его поддресоренных и неподдресоренных частей. Интенсивность колебаний масс трактора, возникающих от воздействия колёс с неровностями дороги, определяет плавность хода самоходной машины. Повышение плавности хода самоходных машин достигается приданием его конструкции таких качеств, которые обеспечивают уменьшение интенсивности колебаний и сохранность перевозимых грузов, предотвращают переутомление водителя, а также гарантируют надёжную и экономичную работу на неровных дорогах [1,2,3].

При определении параметров плавности хода самоходной машины определяющих интенсивность колебаний её масс используют математическое моделирование движения трактора по дорогам с различным покрытием [4]. Однако аналитическое решение системы уравнений, описывающих колебания транспортной системы, когда характеристика жесткости подвески нелинейна, затруднено. В связи с этим амплитуды ускорений, перемещений, динамических нагрузок, частота колебаний

исследуемой системы определяется обычно экспериментальным путем в дорожных условиях с различным профилем покрытия.

Цель и постановка задачи. Для улучшения параметров плавности хода была разработана комбинированная пневморессорная подвеска для колесного трактора Т-150КМ. Её комплект состоит из листовой рессоры и пневматических резинокордных упругих элементов, соединённых с дополнительными воздушными резервуарами (гидравлические амортизаторы в подвеске отсутствуют) [5]. Целью эксперимента является наиболее полная оценка плавности хода трактора с пневморессорной подвеской и получение экспериментальных данных характеризующих движение трактора по синусоидальным неровностям.

Постановка эксперимента. В процессе проведения полевых испытаний использовалась тензометрическая станция, смонтированная на базе автомобиля ГАЗ-66 [5].

Оборудование тензометрической станции включает следующие устройства:

- 1 - пульт управления (для управления измерительной схемой самоходной лаборатории);
- 2 - измерительные секции, предназначенные для преобразования и коммутации сигналов, поступающих от датчиков;
- 3 - низкочастотный активный фильтр;
- 4 - усилитель;
- 5 - осциллограф.

Для регистрации ускорений использовались датчики ускорений с рабочим диапазоном частот 2 - 18 Гц, регистрация перемещений переднего моста относительно рамы производилась с помощью реохордных датчиков перемещений.

При испытаниях регистрировались вертикальные колебания переднего и заднего моста трактора, рамы в районе переднего моста, сиденья тракториста и на полу кабины в районе сиденья тракториста. Испытания проводились на синусоидальных неровностях на трех фонах: 1 - с длиной волны 350 мм, высотой 30 мм; 2 - с длиной волны 700 мм, высотой 45 мм; 3 - с длиной волны 1400 мм, высотой 30 мм.

Для получения стабильных результатов заезды повторялись на каждой неровности три раза в пределах рабочего диапазона скоростей. Первая рабочая скорость соответствовала 10 км/час; вторая - 11,4 км/час; третья - 13,85 км/час; четвертая - 16,95 км/час. Давление в системе пневматического рессорного подвешивания устанавливалось перед началом движения по неровностям в пределах 0,22; 0,27; 0,35 МПа. После проезда трактора по неровностям и окончания процесса записи производился контроль давления воздуха в пневмосистеме. Разница между давлением, которое

устанавливалось в системе перед началом опыта и контрольным, составляла в среднем 6-8%. Эта разница в давлениях определялась работой высоторегулирующего клапана в процессе движения трактора по неровностям.

Объем дополнительных воздушных резервуаров соответствовал $V_a = 40 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ литрам по каждому борту трактора, в системе был установлен дроссель с проходным сечением 9 мм [6].

В процессе испытаний на тракторе были поставлены шины 600-665 (23,1-26)R модели ФД-37, давление воздуха в передних шинах устанавливалось равным 0,1 МПа, в задних – 0,08 МПа.

Полный вес трактора составил 92700 Н. Статическая нагрузка на каждое колесо переднего моста составила 26500 Н, а на колеса заднего моста по 19850 Н.

Результаты экспериментальных исследований по определению параметров плавности хода. В результате проведенных экспериментальных исследований параметров плавности хода трактора, были определены амплитуды средних квадратичных вертикальных ускорений и относительных перемещений, которые представлены на рисунках 1 - 9.

На рис.1 и 2 представлены характеристики средних квадратичных вертикальных ускорений трактора на синусоидальной неровности с шагом 350 мм и высотой неровностей 30 мм соответственно на первой и третьей рабочих скоростях.

Установлено, что для передней поддрессоренной части рамы трактора характеристики располагаются ниже, чем для переднего и заднего мостов и сиденья тракториста. Из графиков следует, что снижение давления в подвеске (уменьшение ее жесткости) ведет к снижению средних квадратичных амплитуд передней поддрессоренной части трактора (рис. 1). Так, уменьшение давления в пневматической системе рессорного подвешивания с 0,35 до 0,22 МПа снижает значение \ddot{z} поддрессоренной передней части рамы трактора на 2,5% при движении на первой рабочей скорости. При движении на третьей рабочей скорости эта закономерность не подтвердилась, т.к. наименьшее значение \ddot{z} было получено при давлении воздуха в подвеске равном 0,27 МПа, а при снижении давления до 0,22 МПа на данной скорости \ddot{z} несколько возросла. Очевидно, что это несоответствие можно объяснить погрешностью эксперимента. Из сопоставления характеристик \ddot{z} рамы и переднего моста следует, что значение средних квадратичных амплитуд ускорений рамы ниже чем для переднего моста в 3 раза при движении на 1-й рабочей скорости, и в 1,23 раза - при движении на 3-й скорости.

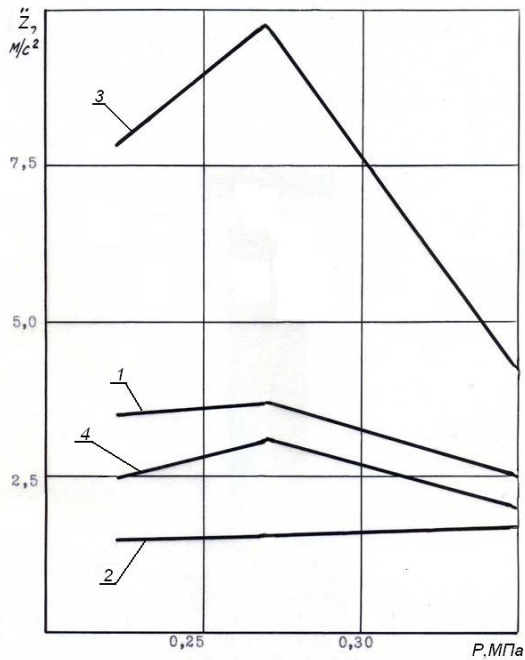


Рисунок 1 - Характеристики средних квадратичных вертикальных ускорений трактора (Фон $S = 350$ мм, $h = 30$ мм 1-я рабочая скорость):
1 - задний мост, 2 - рама, 3 - передний мост, 4 - сиденье.

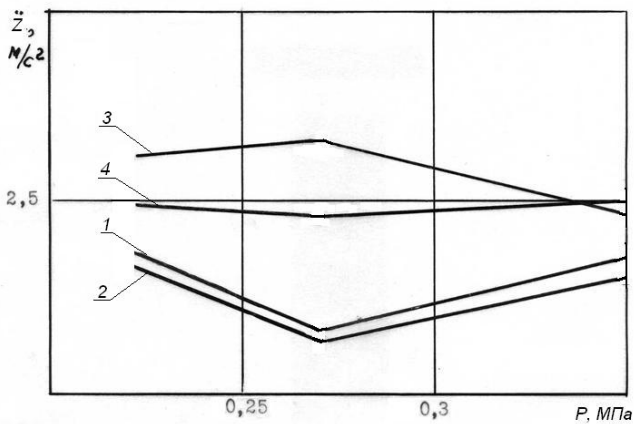


Рисунок 2 - Характеристика средних квадратичных вертикальных ускорений трактора (Фон $S = 350$ мм, $h = 30$ мм 3-я рабочая скорость):
1 - задний мост, 2 - рама, 3 - передний мост, 4 - сиденье.

На рисунках 3 и 4 представлены характеристики средних квадратичных ускорений трактора на синусоидальной неровности с шагом 700 мм и высотой неровности 45 мм, соответственно на 1-й и 3-й рабочих скоростях. Характеристики \ddot{z} для рамы трактора здесь располагаются также ниже, чем для мостов и сиденья тракториста. При движении на первой рабочей скорости уменьшение давления воздуха в пневматической системе рессорного подвешивания с 0,35 МПа до 0,22 МПа снижает \ddot{z} рамы трактора на 45%. При движении на 3-й рабочей скорости уменьшение давления воздуха в системе снижает \ddot{z} несущественно.

Значения средних квадратичных отклонений рамы ниже, чем переднего моста на 13% при движении на 1-й рабочей скорости и на 18% при движении на 3-й рабочей скорости. На этом фоне наибольшие ускорения отмечены на сидении тракториста они превосходят ускорения на раме в 3,3 раза при движении на первой рабочей скорости и в 1,2 раза при движении на 3-й рабочей скорости.

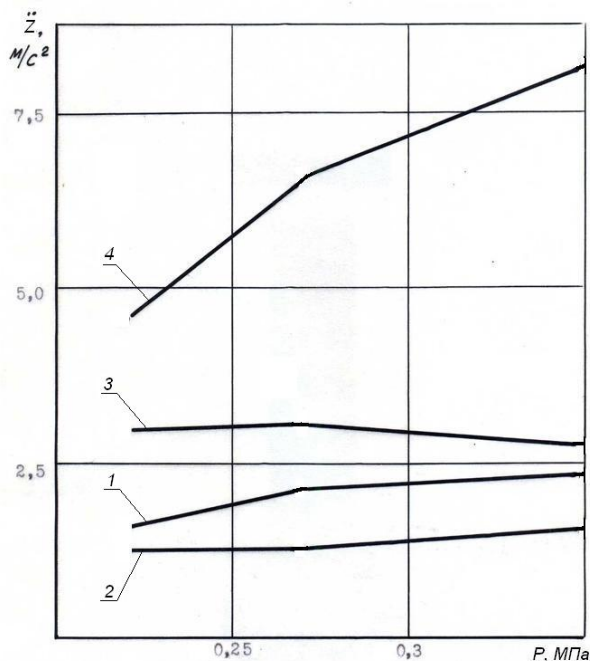


Рисунок 3 - Характеристики средних квадратичных вертикальных ускорений трактора (Фон $S = 700$ мм, $h = 45$ мм 1-я рабочая скорость):

1 - задний мост, 2 - рама, 3 - передний мост, 4 - сиденье.

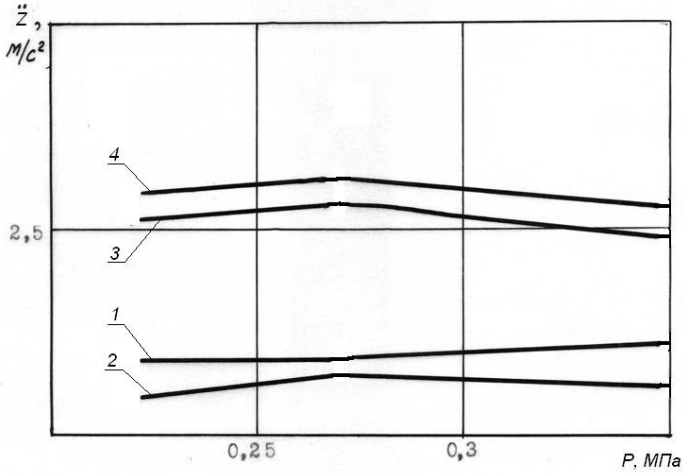


Рисунок 4 - Характеристики средних квадратичных вертикальных ускорений трактора (Фон $S = 700$ мм, $h = 45$ мм 3-я рабочая скорость):
 1 - задний мост, 2 - рама, 3 - передний мост, 4 - сиденье.

На рисунках 5 и 6 представлены характеристики средних квадратичных ускорений трактора на синусоидальной неровности с шагом 1400 мм и высотой неровности 30 мм, соответственно на 1-й и 3-й рабочих скоростях.

Из сопоставления этих графиков видно, что при движении по неровностям на 1-й рабочей скорости \ddot{z} превышает соответствующие значения ускорения, полученные при движении на 3-й рабочей скорости. Так \ddot{z} рамы отличаются в 2 раза, а для сиденья - в 4 раза. Очевидно, что 1-я рабочая скорость является резонансной при движении по данной синусоидальной неровности. Различие в \ddot{z} между рамой и передним мостом здесь составляет от 2 до 10%; а между рамой и сиденьем в 5,5 раза для первой рабочей скорости и в 2,4 раза для третьей рабочей скорости.

Из анализа характеристик прослеживается закономерность изменения значений средних квадратичных вертикальных ускорений трактора в зависимости от скорости движения. По мере увеличения скорости проезда синусоидальной неровности с 10 до 13,85 км/час амплитуды вертикальных ускорений снижаются. Так при движении по неровности с шагом 350 мм снижение \ddot{z} для рамы трактора составляет 2,2%, при движении по неровности с шагом 700 мм – 8,2%, при движении по неровности с шагом 1400 мм – 101%, при давлении воздуха в пневмосистеме 0,35 МПа.

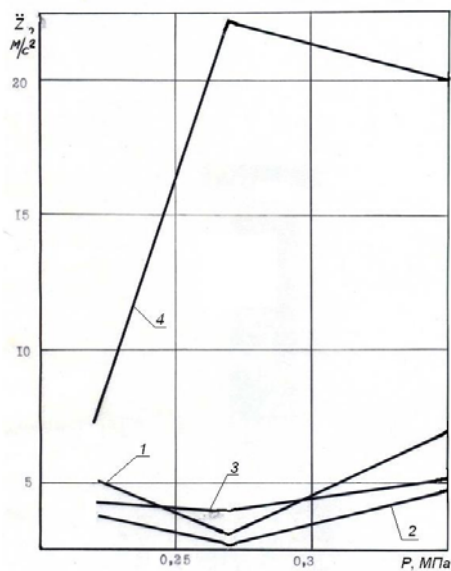


Рисунок 5 - Характеристики средних квадратичных вертикальных ускорений трактора (Фон $S = 1400$ мм, $h = 30$ мм 1-я рабочая скорость):
1 - задний мост, 2 - рама, 3 - передний мост, 4 - сиденье.

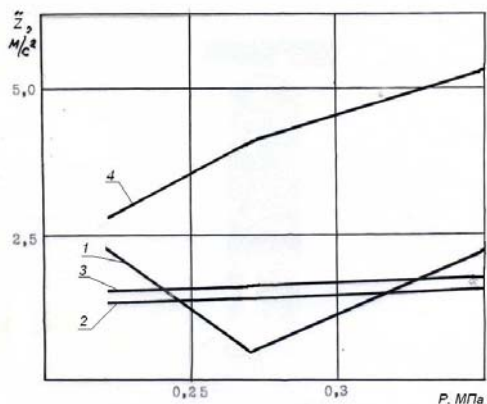


Рисунок 6 - Характеристики средних квадратичных вертикальных ускорений трактора (Фон $S = 1400$ мм, $h = 30$ мм 3-я рабочая скорость):
1 - задний мост, 2 - рама, 3 - передний мост, 4 - сиденье.

На рисунках 7 - 9 представлены характеристики средних квадратичных перемещений переднего моста трактора относительно рамы. Из графиков следует, что на всех исследуемых фонах относительные перемещения на

третьей рабочей скорости меньше, чем на первой. Причем, наибольшая разница получена при движении на фоне с шагом 1400 мм, где она достигает 70%, в то время как для неровности с шагом 350 мм эта разница составляет всего 5 – 12%.

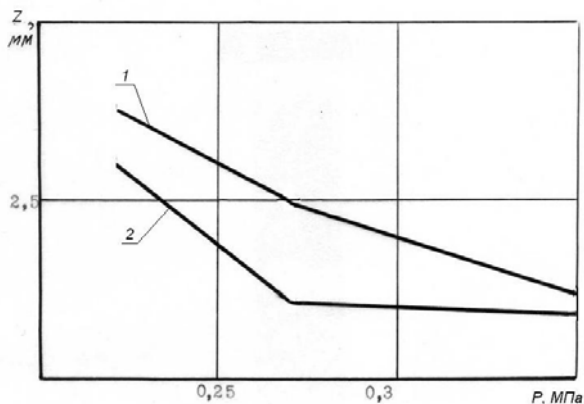


Рисунок 7 - Характеристики средних квадратичных перемещений переднего моста относительно рамы трактора (Фон $S = 350$ мм, $h = 30$ мм):
1 – 1-я рабочая скорость, 2 – 3-я рабочая скорость.

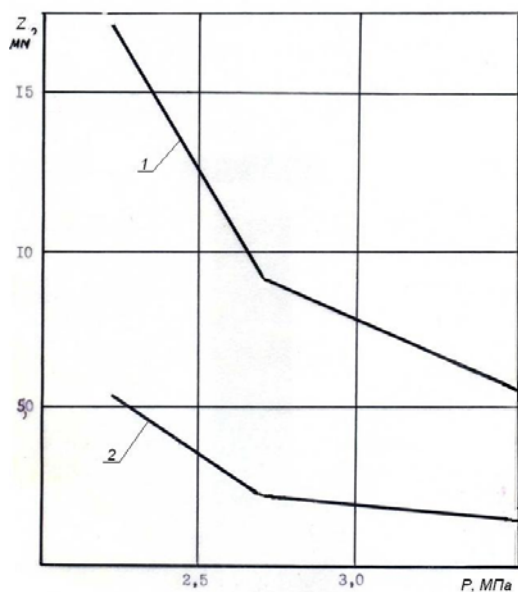


Рисунок 8 - Характеристики средних квадратичных перемещений переднего моста относительно рамы трактора (Фон $S = 1400$ мм, $h = 30$ мм):
1 – 1-я рабочая скорость, 2 – 3-я рабочая скорость.

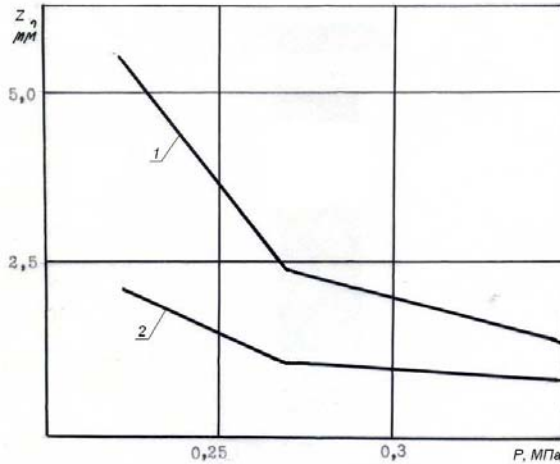


Рисунок 9 - Характеристики средних квадратичных перемещений переднего моста относительно рамы трактора (Фон $S = 700$ мм, $h = 45$ мм):
1 – 1-я рабочая скорость, 2 – 3-я рабочая скорость.

Выводы: Анализ проведенных экспериментальных исследований по определению параметров плавности хода трактора, оборудованного пневморессорной подвеской, показывает, что с увеличением давления воздуха в пневматической системе амплитуды вертикальных перемещений переднего моста относительно рамы трактора снижаются. Так же при увеличении давления в системе с 0,22 до 0,35 МПа амплитуды перемещений переднего моста трактора относительно рамы снижаются в 3 - 3,5 раза на фоне с шагом 1400 мм. На фоне с шагом 350 мм это снижение составляет 1,1 - 1,2 раза. Таким образом, применение пневморессорной подвески даёт возможность регулирования давления в пневматическом упругом элементе самоходной машины, что позволяет изменять в широком диапазоне параметры плавности хода трактора.

Список литературы: 1. Яценко Н.Н., Прутчиков О.К. Плавность хода грузовых автомобилей. – М.: Машиностроение, 1969. – 220с. 2. Равкин Г.О. Пневматическая подвеска автомобиля. – М.: МАШГИЗ, 1961. – 174 с. 3. Великодный В.М., Кириенко Н.М. – «Улучшение параметров плавности хода колёсного сельскохозяйственного трактора ХТЗ – 120» // Издавничий центр НТУ «ХП», Харків, 1993. 4. Певзнер Я.М. Колебания автомобиля. – М.: Машиностроение, 1972.–208с. 5. Исследование плавности хода, динамической нагруженности элементов системы трактора Т-150КМ и обоснование схемы подвески: Отчёт кафедры «Тракторостроение» Харьк. политехн. Ин-та, №76050198. Харьков: 1977. – 165 с. 6. Великодный В.М., Мамонтов А.Г. Экспериментальные исследования параметров демпфирования пневморессорной подвески самоходной машины // Тематический выпуск «Автомобіле- і тракторобудування». - НТУ «ХП», - 2010.-№1, с. 47 - 54.

Поступила в редколлегию 04.09.2010

Д.О. ВОЛОНЦЕВИЧ, д-р техн. наук, НТУ “ХПИ”,

В.С. БОГАЧ аспирант, НТУ “ХПИ”,

А.Е. ИСТОМИН, канд. техн. наук, НТУ “ХПИ”

ВЫБОР ДАТЧИКОВОЙ АППАРАТУРЫ ДЛЯ СИСТЕМЫ СТАБИЛИЗАЦИИ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОМОБИЛЯ

В статті розглядаються питання використання в якості датчикової апаратури системи стабілізації курсової стійкості доступних датчиків кутової швидкості. Зроблена оцінка вихідних сигналів мікромеханічного гіроскопа, а також розроблена методика використання замість датчика кутової швидкості двох акселерометрів.

In the paper a problem of using of low-cost angular rate sensors in Electronic Stability Programme systems is considered. Analysis of the output angular rate MEMS-sensor signals and a method of using of two accelerometers instead of gyro sensor are presented.

Увеличение количества автомобилей, плотности потока движения, а также неопытность среднестатистического водителя приводит к возрастанию количества аварий на дорогах связанных с потерей устойчивости автомобиля. И, если даже не брать в рассмотрение извилистые горные дороги, гололёд и другие отягощающие факторы, аварии происходят даже на ровных автомагистралях, скорость движения на которых довольно высока. Причиной всех подобных аварий является практически неконтролируемое падение сцепления колёсных шин автомобиля с дорожным покрытием, которое ещё более ослабевает при появлении продольного или поперечного скольжения, т.е. юза колёс [1]. При движении юзом автомобиль плохо поддается управлению и вывести его из такого состояния может далеко не каждый водитель. Продольный юз или пробуксовка вызывает потерю поперечной устойчивости.

Для помощи водителю в предотвращении потери управляемости автомобиля предназначена система стабилизации курсовой устойчивости (ESP). ESP – Electronic Stability Programme (у разных производителей данная технология именуется по-разному: VDC, VSC, DSTC, DSC, ATTS) – система электронной динамической стабилизации и поддержания курсовой устойчивости автомобиля [2, 3]. Задача ESP заключается в том, чтобы контролировать поперечную динамику автомобиля и помогать водителю в критических ситуациях – предотвращать срыв автомобиля в занос и боковое скольжение. То есть сохранять курсовую устойчивость, траекторию движения и стабилизировать положение автомобиля в процессе выполнения манёвров, особенно на высокой скорости или на плохом покрытии. Иногда эту систему называют «противозаносной» или «системой поддержания курсовой устойчивости».

Целью данной статьи является оценка точности ДУС принципиально возможных для установки в систему ESP, а так же разработка математического аппарата для замены ДУС на акселерометры.

Задаваясь вопросом создания противозаносной системы, исследователь сталкивается с проблемой выбора её компонентов, перечень которых в современной литературе хорошо определён и изучен [2, 3, 6]. На рисунке 1 представлен наиболее полный список датчиков, применяемых в комплексной системе стабилизации курсовой устойчивости [4].

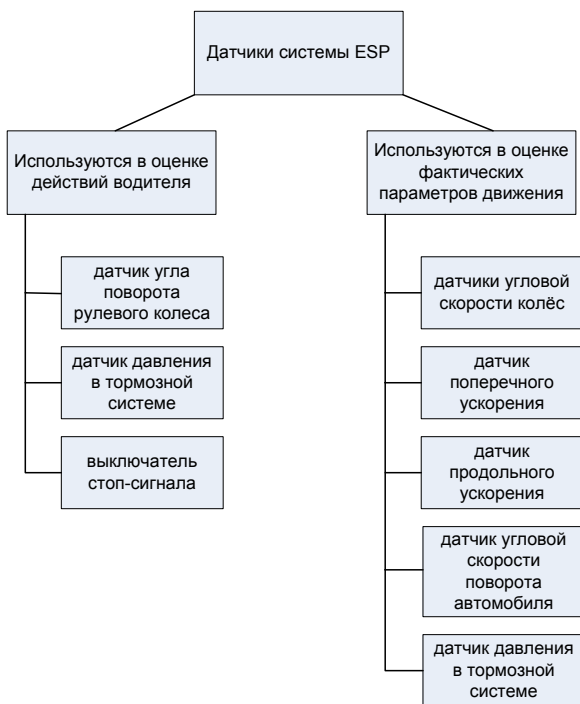


Рисунок 1 – Датчики комплексной системы стабилизации курсовой устойчивости

Однако, учитывая актуальность снижения стоимости всей системы и обеспечения её доступности для внедрения на недорогие авто, задача сильно усложняется и требует поиска новых технических решений.

В большинстве случаев ESP строится на базе противоблокировочной системы торможения, а данные для контроля потери управляемости получает от двух основных датчиков: датчика угловой скорости (ДУС) вращения вокруг вертикальной оси и датчика поперечного ускорения. Третий датчик –

датчик угла поворота рулевого колеса ввиду своей относительной простоты в данной работе не рассматривался.

В современной литературе, раскрывающей системы ESP, даётся описание лишь физического принципа действия ДУС. Так, системах BOSCH встраивается датчик микромеханического типа (MEMS-гироскопы).

Применяемые при производстве MEMS-датчиков технологии современной твердотельной микроэлектроники, а также используемые материалы позволяют обеспечить малые габариты, вес и энергопотребление, высокую надежность и устойчивость к внешним воздействиям, низкую стоимость микромеханических датчиков. Технологическая совместимость механической части датчика и сервисной электроники позволяют создавать практически в единых технологических процессах интегральные модули – чипы – гироскопы и акселерометры, а также сборки инерциальных элементов объемом 5–10 см³ с потребляемой мощностью 0,5–1 Вт.

Учитывая стоимость современных ESP и задаваясь целью её снижения для внедрения на доступные автомобили, было принято решение оценить точность доступных ДУС.

Компания Analog Devices выпускает гироскоп ADIS16250 по iMEMS технологии с чувствительностью в диапазоне $\pm 80^\circ/\text{с} \dots \pm 320^\circ/\text{с}$. с программируемыми функциями [7, 8]. ADIS16250 – цифровой датчик в портативном корпусе со встроенной схемой обработки сигнала, образуя законченную систему измерения угловой скорости. Выход гироскопа предварительно откалиброван. Среди круга применений, на который нацелена данная разработка, производитель отмечает промышленный инструментарий, системы стабилизации платформы, системы навигации, системы управления движением, авионика, робототехника.

На рисунке 2 показан типичный сигнал датчика ADIS 16250 в статическом положении.

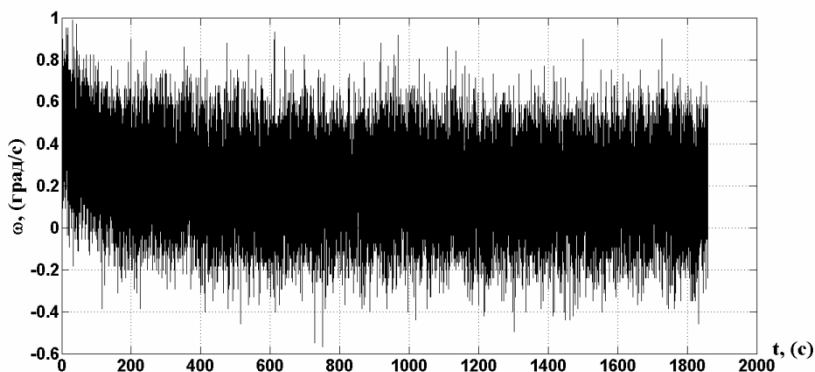


Рисунок 2 – Выходной сигнал ДУС ADIS16250 в статическом положении

Датчик был запрограммирован на диапазон измерений ± 80 %/с, частота опроса составляла 50 Гц, время опроса составляло приблизительно 30 мин. Математическое ожидание сигнала ДУС составило 0,2083 %/с.

Как видно из графика присутствие шума в статическом положении ДУС не позволяет использовать этот сигнал без фильтрации для работы ESP, хотя стоимость ADIS16250 составляет 1/8...1/10 самой ESP.

Становится актуальной разработка методики определения угловой скорости вращения вокруг вертикальной оси другими методами, не прибегая к использованию дорогих ДУС и сложных фильтраций сигналов. Так, имеется возможность измерения искомой угловой скорости посредством двух акселерометров.

В общем случае движения возникает проблема определения контрольной точки, кинематические параметры которой будут характеризовать скорость и ускорения машины. Эти параметры необходимо определять в направлении продольной оси автомобиля. В работе [5] определено, что контрольной точкой должен являться полюс поворота, который является центром упругости автомобиля в плоскости, параллельной плоскости дороги. Полюс поворота лежит на продольной оси автомобиля и среди всех точек, принадлежащих этой оси, имеет наименьшие значения линейной скорости и ускорения. Поскольку координата полюса поворота изменяется со временем, то для уменьшения погрешности определения кинематических параметров, угловых ускорений и скорости автомобиля предложено использовать две контрольные точки, в которых необходимо устанавливать два трехкоординатных датчика ускорений.

На рисунке 3. приведена схема линейных ускорений автомобиля в общем случае движения в тяговом режиме. При жестких в боковом направлении колес мгновенный центр поворота лежит на продолжении задней оси автомобиля. При движении автомобиля с эластичными в боковом направлении колесами, мгновенный центр поворота перемещается в точку O_2 , а полюс поворота – в точку D . Точка D является центром упругости автомобиля в плоскости, параллельной плоскости дороги. Ее положение изменяется в зависимости от среднего угла $\bar{\alpha}$ поворота управляемых колес, углов увода δ_1 передней и δ_2 задней осей. $\bar{a}_A^k, \bar{a}_A^n, \bar{a}_B^k, \bar{a}_B^n$ – компоненты ускорений точек A и B (контрольных точек, в которых установлены датчики ускорений); X_A, X_B, Y_A, Y_B – координаты точек установки датчиков; a_A, a_B – углы установки датчиков ускорений к мгновенному центру поворота

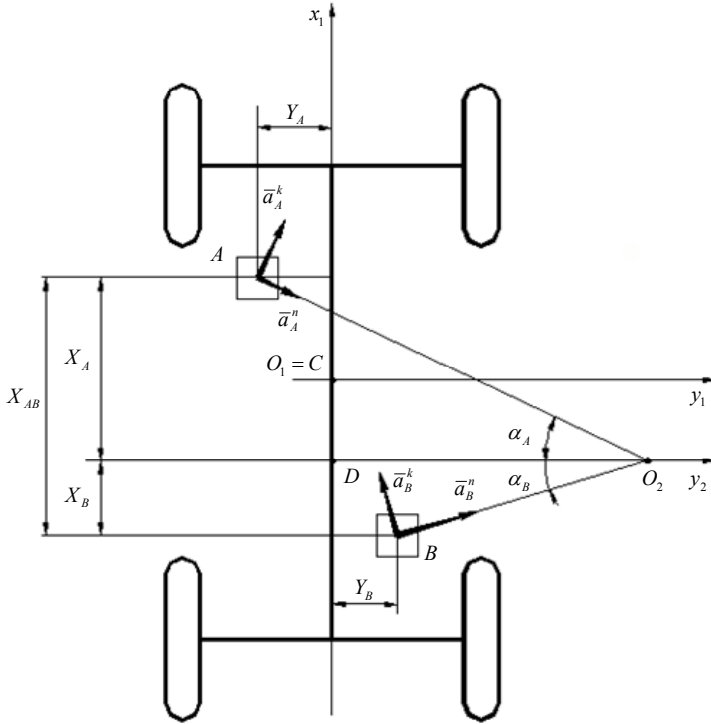


Рисунок 3 – Схема измерения линейных ускорений автомобиля при установке двух акселерометров

Угловая скорость автомобиля в плоскости дороги определяется из следующего соотношения

$$\omega = \sqrt{\frac{(a_{Ax_1} - a_{Bx_1})(V_B - V_A) + X_{AB}(a_{Ay_1} - a_{By_1})}{(V_B - V_A)^2 + X_{AB}^2}} \quad (1)$$

Угловое ускорение автомобиля

$$\varepsilon = \frac{(a_{Ax_1} - a_{Bx_1})(V_B - V_A) + X_{AB}(a_{Ay_1} - a_{By_1})}{(V_B - V_A)^2 + X_{AB}^2} \quad (2)$$

Координаты мгновенного центра поворота

$$X_{O_1} = \frac{0,5 X_{AB} (\varepsilon^2 + \omega^2) + \varepsilon a_{Ay_1} - \omega^2 a_{Ax_1}}{0,5 \varepsilon^2 + \omega^2} \quad (3)$$

$$K_{\Sigma} = K_{\Sigma B} - K_{\Sigma}, \quad (4)$$

Мгновенный радиус поворота автомобиля

$$R_{\Sigma} = \frac{a_{y1} + \omega^2 \cdot X_{\Sigma B}}{\omega^2} - \frac{a}{\omega^2} \cdot \left(\frac{0,2 \cdot X_{\Sigma B} (\varepsilon^2 + \omega^2) + a \cdot a_{y1} - \omega^2 \cdot a_{y1}}{0,2 \cdot \varepsilon^2 + \omega^2} \right). \quad (5)$$

В результате проведенной работы можно сделать следующие выводы:

1. Учитывая стоимость системы стабилизации курсовой устойчивости, был проведен поиск принципиально возможного к установке в проектируемую ESP датчика угловой скорости. Основными критерием при поиске датчика были выбраны: стоимость ДУС, которая закладывалась не более 1/8 цены всей ESP, а так же физический принцип действия датчика, который раскрывался в описании наиболее часто применимых систем стабилизации курсовой устойчивости таких мировых производителей как BOSCH и ITT-AUTOMOTIVE.

2. Был выбран ДУС фирмы Analog Devices марки ADIS16250 построенный по iMEMS технологии с чувствительностью в диапазоне $\pm 80^\circ/\text{с}$. Для оценки его выходных характеристик был построен стенд, благодаря которому были получены выходные данные.

3. ДУС ADIS16250 или другой, подобный ему по выходным характеристикам не даёт сигнал желаемой точности. Для получаемых с выхода сигналов требуется дополнительная обработка по фильтрации и коррекции нулевого значения.

4. была разработана методика определения искомой величины посредством двух акселерометров.

Приведенные выше математический аппарат, позволяющий получать угловую скорость вращения автомобиля вокруг вертикальной оси посредством применения двух акселерометров, требует дальнейшей экспериментальной проверки.

Список литературы: 1. *Соснин Д.А., Яковлев В.Ф.* Новейшие автомобильные электронные системы. – М.: СОЛОН-Пресс. 2005 – 240 с. 2. <http://www.drive.ru>. 3. <http://systemsauto.ru>. 4. *Волонцевич Д.О.* Обзор и классификация существующих систем стабилизации курсовой устойчивости автомобиля / *Волонцевич Д.О. Богач В.С.* // Механiка та машинобудування. - 2009. – №2 – С. 16-20. 5. *Клец Д.* Применение акселерометров в системах пассивной безопасности автомобилей / *Д. Клец, А. Коробко, Я. Ревтов, Д. Безъязычный* // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. - 2009. – Вып. 24 – С. 41-44. 6. *Подригало М.А., Волков В.П., Степанов В. Ю., Доброгорский М. В.* Устойчивость колесных машин при заносе и способы ее повышения /; под ред. *М. А. Подригало*. - Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2006. – 335 с. 7. <http://www.analog.com>. 8. <http://www.freescale.com>.

Поступила в редколлегию 29.09.10

В.В. ДУЩЕНКО, д-р техн. наук, НТУ “ХПІ”,
О.М. КОЦ, магістр, НТУ “ХПІ”

ДО ПИТАННЯ ВИКОРИСТАННЯ ЕФЕКТУ АДСОРБЦІЇ У СИСТЕМАХ РЕГУЛЮВАННЯ ПОЛОЖЕННЯ ПІДРЕСОРЕНОГО КОРПУСУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Выбраны характеристики системы адсорбент – адсорбат, а также определены количества поглощающего и поглощаемого веществ, обеспечивающие использования эффекта адсорбции в системах регулирования положения подрессоренного корпуса транспортных средств.

Characteristics of system adsorbent – adsorbate are chosen, and also the amounts of absorbing and absorbed substances providing uses of effect of adsorption in systems of regulation of position the case of vehicles are determined.

Постановка проблеми. Системи регулювання положення підресореного корпусу (СРПК) транспортних засобів (ТЗ) дозволяють підвищити їх експлуатаційні можливості та якість підресорювання. Однак, існуючі типи СРПК не отримують широкого розповсюдження, бо суттєво ускладнюють конструкцію підвіски, збільшують її вагу та габарити, а також зменшують надійність і погіршують ремонтпридатність.

Аналіз останніх публікацій. На сьогоднішній день, існує велика кількість різноманітних СРПК, як у вигляді патентів, так і у вигляді серійних зразків, що встановлюються на ТЗ різного призначення. Найбільш поширеними є пневматичні, гідравлічні та електромеханічні СРПК. Опис та конструкції деяких з них представлено у роботах [1,2]. У роботі [3] показано, що одним з перспективних напрямків розвитку пружних елементів ТЗ є використання в їх конструкції ефекту адсорбції. У патенті [4] дано опис регульованої пневматичної ресори та пристрою для її регулювання, що містить резервуар, у якому розміщені речовина, що поглинає і речовина, яку поглинають.

Мета досліджень – визначити основні характеристики процесу адсорбції та провести розрахунок необхідної кількості речовини, що поглинає і речовини, яку поглинають, для випадку використанні ефекту адсорбції у СРПК ТЗ з метою усунення недоліків традиційних конструкцій.

Опис, умови існування та галузі застосування ефекту адсорбції.

Адсорбцією називається процес зміни концентрації речовини біля поверхні розділу фаз у порівнянні з об'ємною фазою. В процесі адсорбції беруть участь, як мінімум, дві речовини – адсорбент і адсорбтив. Адсорбент – це тіло, на поверхні або в об'ємі якого відбувається концентрація речовини, що поглинається. Адсорбтив – речовина, що поглинається в процесі адсорбції, яка знаходиться в газовій або рідкій об'ємній фазі (після

поглинання – адсорбат). Процес збільшення концентрації речовини у приповерхневому шарі називається сорбцією, а зменшення концентрації – десорбцією. Дані процеси можуть виникати в разі дії різноманітних чинників. Це зміна температури, опромінення, вплив електричного поля та ін.

В залежності від сил, які обумовлюють адсорбцію, всі адсорбційні явища розділяються на дві основні групи: фізичну адсорбцію і хімічну адсорбцію, або хемосорбцію.

Фізична адсорбція викликана Ван-дер-Ваальсовими силами взаємодії між молекулами адсорбенту і адсорбату. Ці сили незначні, тому теплота фізичної адсорбції складає 10...40 кДж/моль. Фізична адсорбція не потребує енергії активації.

Хімічна адсорбція виникає внаслідок хімічного зв'язку між адсорбентом і адсорбатом. Теплота хемосорбції становить 100...400 кДж/моль, а сам процес хемосорбції має активаційний характер.

Фізична адсорбція майже завжди має зворотній ефект у відношенні до зміни тиску і температури, хімічна адсорбція часто незворотна.

В залежності від чинників, які зумовлюють процеси сорбції і десорбції, існують такі види адсорбції, як фотоадсорбція (залежність процесу від освітлення, у багатьох випадках має неповний зворотній ефект) і термоадсорбція (залежність процесу від температури, має зворотній ефект).

Основною умовою існування процесу термоадсорбції є зміна температури системи адсорбент – адсорбат. Також, цей ефект може виникати під час зміни тиску в даній системі.

Робочими параметрами процесу адсорбції є температура, тиск і величина адсорбції. Діапазон температур є достатньо широким, нижня межа – температура кристалізації адсорбату, верхня – межа стійкості адсорбенту. Тиск при цьому може змінюватись від вакууму до десятків мПа. Величина адсорбції також залежить від матеріалів системи адсорбент – адсорбат.

На явищі адсорбції заснована велика кількість методів очистки від шкідливих домішок повітря, води та продуктів у харчовій промисловості, а також відпрацьованих мастильних матеріалів [5].

Опис принципу дії СРПК ТЗ на основі застосування ефекту адсорбції.

Як відомо, у гідравлічних і пневматичних СРПК зміна положення підресованого корпусу ТЗ відбувається шляхом або зміни кількості робочої рідини у гідравлічних порожнинах пневмогідравлічних ресор (ПГР), або зміни кількості повітря у гумовокордних пневмобалонах. Це потребує наявності насосів, баків, розподільвачів, дозаторів, компресорів, ресиверів, регуляторів, трубопроводів та ін., що призводить до суттєвого ускладнення конструкції, збільшення габаритів і ваги та зниження надійності. Для усунення даних недоліків пропонується використати ефект адсорбції, коли зміна кількості робочого тіла у ПГР та

тиску у ній, а, відповідно, і регулювання положення підресореного корпусу, відбувається за рахунок процесів сорбції – десорбції у системі адсорбент – адсорбат.

Вибір системи адсорбент – адсорбат для застосування у СРПК ТЗ.

В зв'язку з тим, що у даному випадку, фізичний ефект має бути зворотнім, для подальших досліджень оберемо ефект термоадсорбції (різновид фізичної адсорбції). Крім того, у порівнянні з іншими, цей ефект більш вивчений та у ньому використовуються більш доступніші матеріали.

Для забезпечення високої ефективності, необхідно обрати таку систему адсорбент – адсорбат, яка б забезпечувала найбільшу різницю адсорбції газу при заданій зміні температури. Це пояснюється тим, що при значних величинах різниці адсорбції газу, маса адсорбенту, який потрібен для поглинання встановленої кількості газу ΔV , менша, а це у свою чергу вплине на об'єм, який займатиме адсорбент та на розміри самого адсорберу.

Величина адсорбції визначається за формулою:

$$a = \frac{V}{m},$$

де a – величина адсорбції, що залежить від температури і тиску; V – кількість речовини, що поглинається адсорбентом при заданих умовах; m – маса адсорбенту.

Якщо задатися величиною тиску $P = const$, то кількість речовини і величина адсорбції залежатимуть від температури T . При температурі T_1 , яка відповідає максимальному кліренсу, величина адсорбції і кількість газу, що поглинається, будуть мати значення a_1, V_1 , а при температурі T_2 (мінімальний кліренс машини) – a_2 і V_2 .

Відповідно:

$$a_1 - a_2 = \frac{V_1 - V_2}{m}, \quad \Delta a = \frac{\Delta V}{m},$$

де Δa – значення різниці адсорбції.

Величини a_1 і a_2 можна визначити з графіків ізотерм адсорбції газу на відповідному адсорбенті. Для попередніх розрахунків візьмемо температури $T_1 = 100^\circ\text{C}$ та $T_2 = 50^\circ\text{C}$, тиск газу у робочому циліндрі ППР при статичному положенні ТЗ $P = 6,36$ мПа та об'єм даного циліндра, що відповідає максимальному кліренсу, $V_1 = 1317 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$. При цьому величина кліренсу повинна змінюватися у межах 0,2...0,6м.

Одним з параметрів, по якому обирається система адсорбент – адсорбат є молярна теплота адсорбції. Для забезпечення найнижчих витрат енергії у

процесі сорбції – десорбції газу, цей параметр має бути якомога меншим. Аналіз молярної теплоти адсорбції адсорбційних систем показав, що одну з найнижчих значень теплоти адсорбції має метан (CH₄) у випадку адсорбції на вуглецевих адсорбентах. Вона складає $Q = 18,1$ кДж/моль [5]. У зв'язку з цим, оберемо за адсорбат метан, а в якості адсорбенту – один з вуглецевих адсорбентів.

У роботах [6] і [7] наведені графіки ізотерм адсорбції метану відповідно на мікропористих вуглецевих адсорбентах АУК і PAU-10. Визначимо по даним ізотермам (рис.1, рис.2) величини адсорбції для кожної з систем адсорбент – адсорбат та, за розрахованими показниками Δa , оберемо адсорбент і адсорбат.

З графіків адсорбції метану на вуглецевому адсорбенті АУК отримаємо:

$$\Delta a^{50 \div 100^\circ C} = a^{50^\circ C} - a^{100^\circ C} = 7,85 - 6,315 = 1,535 \frac{\text{ММОЛЬ}}{\text{Г}}$$

Визначимо значення різниці адсорбції при зміні температури від -50°C до 100°C , що відповідає експлуатації ТЗ в умовах низьких температур.

$$\Delta a^{-50 \div 100^\circ C} = a^{-50^\circ C} - a^{100^\circ C} = 11,8 - 6,315 = 5,485 \frac{\text{ММОЛЬ}}{\text{Г}}$$

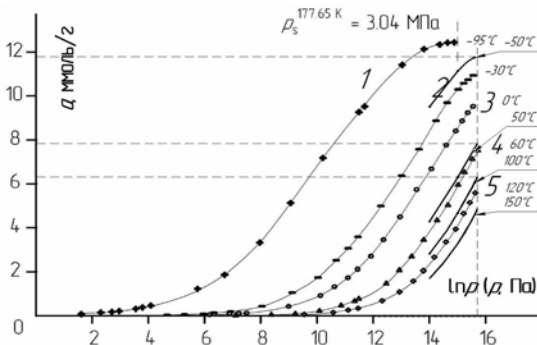


Рис.1. Ізотерми адсорбції метану на мікропористому вуглецевому адсорбенті АУК при температурах T [K]: 1–177,65⁰; 2–243,3⁰; 3–273,15⁰; 4–333⁰; 5–393⁰.

Символи – експериментальні точки; лінії – згладжуючі криві

Аналогічно, з графіків адсорбції метану на вуглецевому адсорбенті PAU-10 отримуємо:

$$\Delta a^{50 \div 100^\circ C} = a^{50^\circ C} - a^{100^\circ C} = 6,88 - 5,69 = 1,19 \frac{\text{ММОЛЬ}}{\text{Г}}$$

Визначимо значення різниці адсорбції при зміні температури від -50°C до 100°C :

$$\Delta a^{-50 \div 100^\circ C} = a^{-50^\circ C} - a^{100^\circ C} = 9,5 - 5,69 = 3,81 \frac{\text{ММОЛЬ}}{\text{Г}}$$

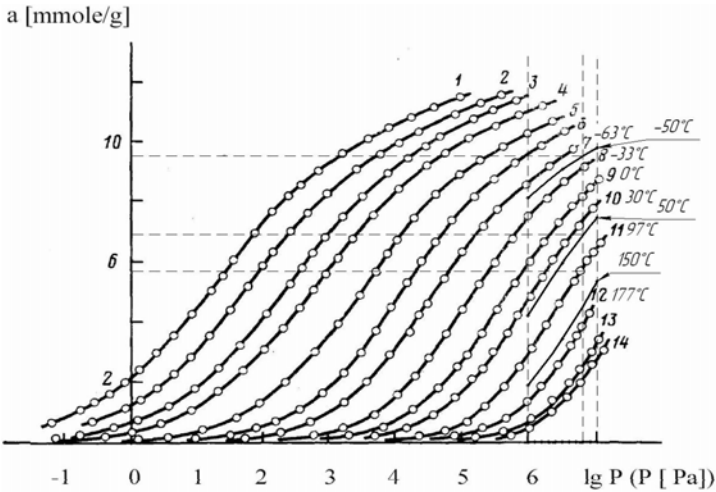


Рис.2. Ізотерми адсорбції метану на мікропористому вуглецевому адсорбенті PAU-10 при T [K]: 1 – 120⁰; 2 – 130⁰; 3 – 140⁰; 4 – 150⁰; 5 – 170⁰; 6 – 190⁰; 7 – 210⁰; 8 – 240⁰; 9 – 273⁰; 10 – 303⁰; 11 – 370⁰; 12 – 450⁰; 13 – 550⁰; 14 – 600⁰

За отриманими величинами різниці адсорбції оберемо адсорбент АУК, який має більші значення параметру Δa .

Визначимо кількість газу в молях, яку необхідно поглинути або виділити у робочому циліндрі ПГР для забезпечення зміни кліренсу ТЗ у заданих межах:

$$\Delta v = v_1 - v_2,$$

де v_1 – кількість газу, що потрібна для забезпечення максимального кліренсу;

v_2 – кількість газу, що потрібна для забезпечення мінімального кліренсу;

Значення величин v_1 і v_2 можна знайти з рівнянь стану ідеального газу $pV = \nu RT$ (рівняння Менделєєва – Клапейрона).

$$v_1 = \frac{p \cdot V_1}{RT} = \frac{6,36 \cdot 10^6 \cdot 1,317 \cdot 10^{-3}}{8314 \cdot 373} = 2,7 \text{ моля.}$$

Знайдемо об'єм газу у робочому циліндрі, що відповідає мінімальному кліренсу: $V_2 = V_1 - \Delta V = l_{20} S_2 - \Delta l_2 S_2 = S_2 (l_{20} - \Delta l_2)$,

де: ΔV – об'єм газу, який потрібно виділити або поглинути у робочому циліндрі для зміни кліренсу на величину $\Delta h_{кл}$, S_2 – площа поршня, Δl_2 – хід поршня. Тоді:

$$V_2 = \frac{p \cdot (V_1 - \Delta V_2 S_2)}{RT} = \frac{6,36 \cdot 10^6 \cdot (1,317 \cdot 10^{-3} - 0,2 \cdot 2,055 \cdot 10^{-3})}{8314 \cdot 373} = 1,858 \text{ моля.}$$

Таким чином $\Delta V = 2,7 - 1,858 = 0,842$ моля.

Визначимо необхідну масу адсорбенту в адсорбері для робочого інтервалу температур $50^0 \dots 100^0 \text{C}$:

$$m = \frac{\Delta V^{100^0 \text{C}}}{\Delta a^{50^0 \div 100^0 \text{C}}} = \frac{842}{1,535} = 549 \text{ г.}$$

Розраховуємо кількість газу, яку може поглинути адсорбент масою 549г при охолодженні до температури -50^0C .

$$\Delta V^{-50^0 \text{C}} = \Delta a^{-50^0 \div 100^0 \text{C}} \cdot m = 5,485 \cdot 549 = 3011 \text{ ммоль} = 3,011 \text{ моль.}$$

Таким чином, при температурі -50^0C , адсорбент масою 549г повністю поглине газ у робочому циліндрі ПГР. У зв'язку з цим, необхідно запобігти надмірному поглинанню газу адсорбентом. Для виконання цієї умови необхідно встановити клапан між ПГР і адсорбером, який би роз'єднував дані об'єми. Крім того, цей клапан буде виконувати функцію енергозбереження. Для забезпечення незмінної величини кліренсу необхідно підтримувати постійну температуру в адсорбері. Однак, якщо після отримання необхідної величини кліренсу, газовий об'єм ПГР від'єднати від адсорбера, то нагрівання адсорбенту у ньому можна буде припинити.

Висновки. Проведено вибір системи адсорбент–адсорбат для застосування у СРПК ТЗ на основі використання ефектів сорбції – десорбції. В якості речовин обрано метан та вуглецевий адсорбент АУК. Визначено кількість газу та маса адсорбенту, що необхідні для регулювання кліренсу ТЗ у межах $0,2 \dots 0,6 \text{м}$.

Список літератури: 1. Акоюян Р.А. Пневматическое подрессоривание автотранспортных средств; ч.1 / Акоюян Р.А. – Львов: Вища школа, 1979. – 218 с. 2. Сига Х., Мидзутани С. Введение в автомобильную электронику / Х. Сига, С. Мидзутани; [пер. с японск. Л.А. Богданова, С.В. Богдасарова, Л.В. Поспелова]. – М.: Мир, 1989. – 232с. 3. Дущенко В.В. Вепольный анализ упругих элементов систем подрессоривания военных гусеничных и колесных машин / В.В. Дущенко // Механіка та машинобудування. – 2007. – №2. – С. 163–169. 4. Пат. 4477062 США, МКІ³ F 16 F 9/46. Регулируемая пневморессора и устройство для ее регулирования / Maremont Согр; – № 342607 заявл. 25.01.82; опубл. 16.10.84, Том 1047, № 3. 5. Кельцев Н.В. Основы адсорбционной техники / Кельцев Н.В. – М.: Химия, 1984. – 592 с. 6. Школин А.В. Асорбционно-стимулированная деформация микропористого углеродистого адсорбента с узким распределением пор по размерам при адсорбции углеводородов в широких интервалах давлений и температур / автореф. дисс. на соиск. уч. ст. канд. хим. наук, М.: 2008. 7. Толмачев А.М. Термодинамика адсорбции газов, паров и растворов / уч.-метод. пособие, МГУ, 2008.

Поступила в редакцию 29.09.2010.

К.В. КОРЫТЧЕНКО, канд. техн. наук НТУ “ХПИ”,
Д.О. ВОЛОНЦЕВИЧ, д-р. техн. наук, НТУ “ХПИ”,
Ю.В. КОВЦУР, НТУ “ХПИ”

ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ СИСТЕМ ЗАЖИГАНИЯ

Здійснено аналіз напрямків розвитку автомобільних систем запалювання виходячи з принципу їх роботи. Розглянуті схемні рішення, що застосовуються у системах запалення, з описом радіо елементної бази, що застосовувалась у дослідженнях. Надано дані щодо впливу параметрів систем запалювання з сильно струмовим розрядом на характеристики двигуна.

The analysis of tendency for the motor-car ignition systems development is made taking into account operation principles of the systems. It is considered circuit designs of the ignition systems. Description of radio electronic components of the experimental electrical circuit is presented. Results of influence of the circuit parameters of the ignition system forming a high-current discharge on engine features are given.

Развитие автомобилей первоначально было связано с системой зажигания от магнето, но оно достаточно быстро было вытеснено батарейной (контактной) системой зажигания, которая с различными видоизменениями применяется на современных автомобилях [1]. Компания Robert Bosch еще в 1903 г. запатентовала оригинальное устройство воспламенения [2]. С тех пор системы зажигания претерпели несущественные изменения и совершенствовались в направлении уменьшения стоимости, увеличения ресурса работы и срока эксплуатации. Базовая функциональная схема систем зажигания оставалась неизменной на протяжении последующих 70 лет. В последние годы тенденции развития двигателей внутреннего сгорания связаны с повышением их экономичности, снижением токсичности отработавших газов, уменьшением массы и габаритных размеров, повышением частоты вращения коленчатого вала и степени сжатия. Решение первых двух задач достигается, в том числе, за счет совершенствования систем зажигания.

Одним из способов повышения мощности двигателя является увеличение степени сжатия двигателя. При этом, для зажигания топливовоздушной смеси требуется более мощный искровой разряд, или в таком двигателе необходимо использовать дорогостоящий высокооктановый бензин. С другой стороны, очень обедненные смеси (с уменьшенным количеством топлива в смеси с воздухом), за счет применения которых уменьшается выброс вредных веществ, являются также более тяжело воспламеняемыми, т.е. требуют более мощного разряда [3-6].

Анализ тенденций развития современных систем зажигания позволяет выявить возможные пути совершенствования систем зажигания армейских машин.

Распространенные системы зажигания. К распространенным системам относятся батарейные системы зажигания (впервые была разработана Чарльзом Каттерингом [2]) и конденсаторные системы зажигания (рис 1). В батарейной системе накопление энергии осуществляется в магнитном поле с последующим ее выбросом при размыкании контакта S2 в виде высоковольтного импульса на свечу зажигания (рис 1 а). В конденсаторной системе осуществляется накопление электрической энергии в емкостном накопителе C1, с последующим её преобразованием в катушке зажигания при замыкании контакта S2 в виде высоковольтного импульса на свечу зажигания (рис 1 б). С развитием электронной техники появились новые альтернативные системы.

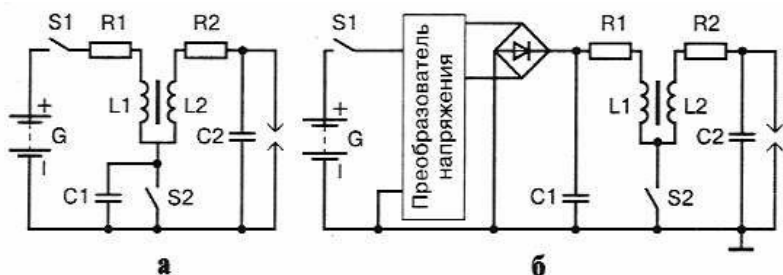


Рис. 1. Схема батарейной (а) и конденсаторной (б) систем зажигания [1]

В настоящее время батарейная система зажигания является наименее дорогой системой и используется в качестве «рабочего эталона» в современной автомобильной промышленности. До момента ужесточения требований к топливной экономичности и сокращению вредных выбросов, применение этой системы полностью обеспечивало основное предназначение системы – надежность зажигания, в большинстве практических приложений.

В батарейной системе процесс развития разряда имеет емкостную и индуктивную фазы. Емкостная фаза длится меньше микросекунды и сопровождается образованием искрового канала. В последующей индуктивной фазе развивается тлеющий разряд с характерно низким разрядным током (около сотни миллиампер) и длительностью в несколько миллисекунд. При этом, основная часть энергии разряда используется не эффективно. Радиус возникающей искры очень маленький, и дальнейшего расширения канала не происходит. Соответственно, свеча зажигания осуществляет воспламенение небольшого объема топливовоздушной смеси. А сгорание топлива в двигателе происходит за счет дальнейшего распространения пламени по цилиндру с нарастающей скоростью.

Как правило, свечи зажигания батарейной системы сохраняют работоспособность более 100000 км пробега, но их характеристики ухудшаются уже через несколько тысяч километров из-за повреждений остроконечных частей электродов, и свечи заменяются.

С ростом частоты вращения коленчатого вала двигателя снижается время накопления энергии в катушке зажигания, что приводит к снижению высоковольтного напряжения, подводимого к свече зажигания, с соответствующим уменьшением энергии разряда (рис. 2).

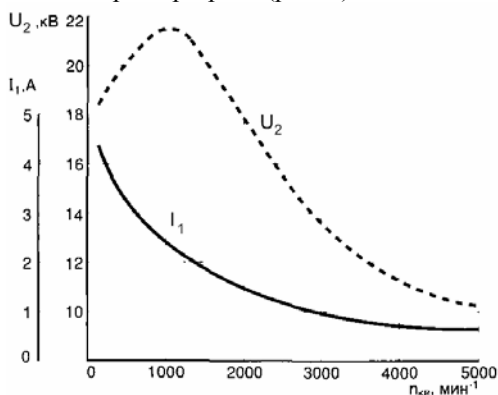


Рис. 2. Зависимость силы тока в первичной обмотке катушки зажигания I_1 и вторичного напряжения U_2 от частоты вращения коленчатого вала $n_{кв}$ [С.11, 3]

Наращивание количества электродов в свече зажигания, что реализовано, например, в свече фирмы SplitFire®, не позволило увеличить ресурс свечи, а лишь немного улучшило её технические характеристики.

Ёмкостные системы зажигания (CDI – системы) обеспечивают более мощный разряд, чем это реализуется в батарейных системах, с возрастанием доли энергии разряда, выделяемой в искре на стадии пробоя. Для возникающего на свече зажигания искрового разряда является характерными большой ток и длительность до миллисекунды.

Данные системы нашли широкое распространение в последнее время за счет меньшего снижения высоковольтного напряжения, подаваемого на свечу, и высокой стабильности разряда при увеличении оборотов двигателя по сравнению с батарейной системой зажигания.

Ёмкостные системы с интенсивным искровым разрядом и крутым фронтом нарастания напряжения целесообразно применять на двигателях с низким КПД, например, на двухтактных двигателях. Данные системы увеличивают надежность зажигания. С другой стороны, в состав ёмкостных систем входит более дорогостоящая электроника, чем в батарейных системах. Кроме этого, применение таких систем приводит к уменьшению ресурса работы свечей зажигания.

В наиболее распространенных системах зажигания около 10 % исходной энергии преобразуется в слаботочную искру, формируемую на одно-миллиметровом разрядном промежутке (рис. 3).

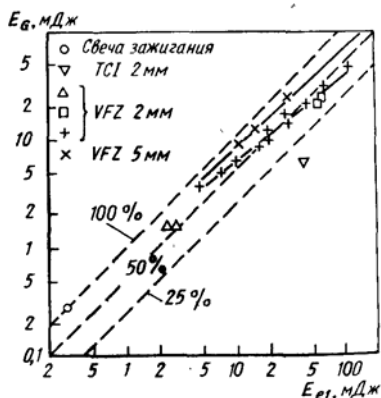


Рис. 3. Зависимость энергии, выделяемой в газоразрядной смеси, от полной энергии разряда батарейных систем зажигания [С. 126, 7]

Модификации распространенных систем зажигания. Установлено [8], что небольшая ёмкость, включенная в разрядную цепь параллельно со свечей зажигания, приводит к увеличению доли энергии емкостной фазы разряда, т.е. на стадии пробивания разрядного промежутка, с соответствующим увеличением мощности искрового разряда. Это позволяет улучшить технические характеристики зажигания при незначительном возрастании стоимости системы. Например, свеча Pulse Plug имеет встроенную емкость номиналом $35 \div 50$ пФ (рис. 4). Также в свечу вмонтирован газоразрядный обостритель фронта импульса напряжения, позволяющий получить перенапряжение на рабочем разрядном промежутке. По данным работы [9], применение такой свечи подняло пиковую мощность разряда с 1,25 Вт на классической свече зажигания до 5,2 МВт на свече Pulse Plug с возрастанием амплитуды тока с 50 мА до 1000 А. При этом, возросла эффективность преобразования энергии в системе зажигания с 1% классической автомобильной системы до 50% с применением данной свечи. Длительность разряда на такой свече составляет $1 \div 2$ нс. Более эффективный разряд привел к росту объема воспламенения (рис. 5). Тестирование свечи на двигателе показало увеличение экономии топлива на 10% [10]. Отмечается, что необходимо согласование режима работы двигателя со свечей такого типа. Экспериментально установлено увеличение скорости расширения ядра воспламенения на 60% с помощью данной свечи зажигания. Данный эффект поясняется влиянием соотношения напряженности электрического поля в разрядном канале к плотности газа на баланс выделения энергии. В результате создания перенапряжения на газовом промежутке возникает «жесткий» разряд, для которого характерно высокое сопротивление искрового канала. А это позволяет существенно увеличить эффективность преобразования энергии.

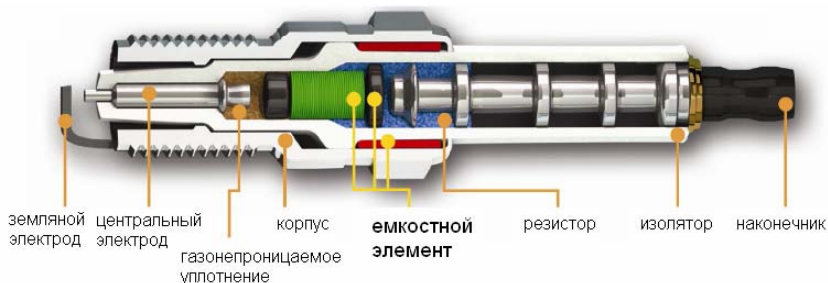


Рис. 4. Схема устройства свечи зажигания Pulse Plug [8]

Тем не менее, при низких нагрузках, где необходимо более мощное зажигание, такая система практически не улучшает характеристики зажигания из-за генерирования более низкого напряжения пробоя. При высоких нагрузках, когда в мощной искре обычно нет необходимости, обостряющая емкость заряжается до высокого напряжения и выделяет бесполезно большое количество энергии. Следует отметить, что данная емкость вызывает быстрый износ электродов из-за большого тока, проходящего через искровой канал.



Рис. 5. Сравнение вида искры, формируемой на обычной свече (слева), с искрой на свече Pulse Plug [8]

Новые технологии в системах зажигания. К новой технологии относят системы, реализующие зажигание импульсом постоянного тока (PDCI - системы). Данная технология реализована в системах Adrenaline Research's Smartfire®, Plasma Jets, Railplug техасского университета и KSI. В таких системах первоначально осуществляется высоковольтный разряд, под действием которого происходит замыкание искрового промежутка. При этом, разрядный промежуток также встраивается в контур источника энергии низкого напряжения. Последующий разряд низковольтного мощного источника на разрядном промежутке обеспечивает увеличение разрядного тока.

В таких системах отсутствуют технические ограничения по выделяемой энергии на промежутке, какие имеют место в системах, использующих трансформатор для передачи энергии, из-за ограничений последних в КПД трансформатора и несогласованности с нагрузкой. В работе [11] указывается,

что по сравнению с конденсаторными системами в PDCI-системах продолжительность разряда существенно сокращена, что обеспечивает более точный момент зажигания смеси в двигателе.

В системе зажигания Adrenaline Research's Smartfire® решается задача повышения эффективности выделения энергии на разрядном промежутке за счет согласования импеданса свечи зажигания с импедансом высоковольтного источника. Поэтому, в данной системе используется свеча поверхностного разряда. Полагается [12], что свеча такого типа обеспечивает снижение напряжения пробоя вследствие уменьшения сопротивления разрядного промежутка в период формирования искрового канала и увеличивает мощность энерговыделения в газовом разряде в период развития импульсной дуги из-за возрастания сопротивления разрядного канала. Применяемое схемное решение (рис. 6) ранее использовалось для решения задачи пуска авиационных двигателей, а также в импульсных источниках света. Электрическая цепь, включающая источник питания 1, ёмкость C_1 , электронный ключ T_1 с цепью управления 2 и высоковольтный импульсный трансформатор Tp , позволяет получить искровой разряд на свече 3. Электрическая цепь, включающая источник питания 4, ёмкость C_2 , диод D_1 и вторичную обмотку импульсного трансформатора, позволяет после замыкания разрядного промежутка на свече 3 развить дугу со слаботочной искры.

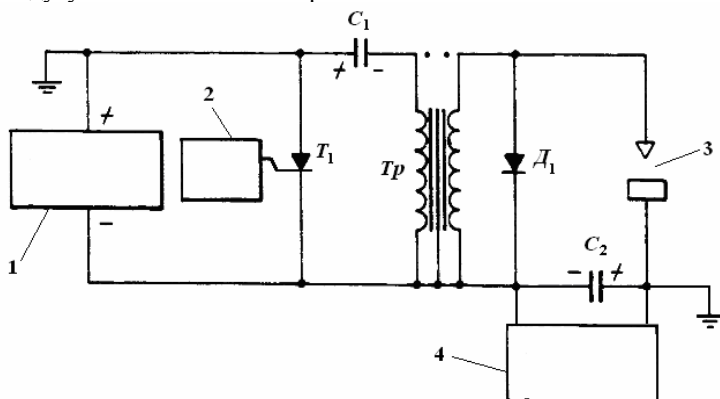


Рис. 6. Схема устройства системы зажигания Adrenaline Research's Smartfire®:
1, 4 – источники питания, 2 – цепь управления электронным ключом, 3 – свеча поверхностного разряда [12]

Отличительным признаком, позволившем авторам получить приоритет на изобретение, для данной системы является низкое сопротивление контура, соединяющего источник энергии (ёмкость C_2) с разрядным промежутком 3. В одном из предлагаемых вариантов устройства системы задача уменьшения сопротивления контура решена введением диода D_1 , что обеспечивает протекание разрядного тока минуя вторичную обмотку импульсного трансформатора.

тора *Tr*. В качестве другого варианта рассматривается схемное решение без диода, но с применением магнитопровода в импульсном трансформаторе, который входит в насыщение на период развития дуги.

Эффективность работы системы зажигания Adrenaline Research's Smartfire® проверялась на V-образном 6-ти цилиндровом инжекторном двигателе Chevrolet объёмом 4,3 л. По результатам исследований получено возрастание КПД двигателя на 4 ± 18 % в зависимости от соотношения топлива к воздуху в смеси и динамики разряда. На некоторых режимах работы наблюдалось 10-ти кратное уменьшение эмиссии NO_x . На всех режимах наблюдалось сокращение выбросов CO не менее, чем на половину. Система обеспечивала надежное зажигание при 3-х кратном отклонении от стехиометрического состава. Отмечается, что при чрезмерном обеднении смеси происходит резкое нарастание выбросов HC.

В опытном образце системы применялись конденсаторы C_1 и C_2 емкостями по 0,47 мкФ, которые заряжались до напряжения 600 В. В качестве электрического ключа использовался тиристор с рабочим напряжением на 1000 В и средним током на 35 А. Коэффициент трансформации импульсного трансформатора равнялся 1:100. Высоковольтный диод был рассчитан на напряжение 40 кВ и 1 ампер разрядного тока.

В работе [11] к недостатку системы относят то, что дуговой разряд вызывает большую локальную эрозию электродов. Поэтому, для снижения этого эффекта требуется уменьшения энергии разряда до значений, которые используют в распространенных системах, или введения повышенной энергии разряда только на непродолжительный период в необходимых случаях. В результате, данная система требует комплексной и дорогостоящей системы контроля. Отмечается, что такая система реализует преимущества систем с параллельной ёмкостью, но при этом увеличивает ресурс работы свечи. Следует добавить, что поверхностный разряд также вызывает быстрое разрушение изолятора. В значительной мере надежность системы снижена из-за применения высоковольтного диода. Также, использование диода приводит к существенному удорожанию системы.

В системе зажигания плазменной струей (Plasma Jet система) разряд создается в полуограниченной полости (рис. 7). То есть, применяется свеча зажигания 1 такой конструкции, в которой центральный электрод 2, «земляной» электрод 3 и изолятор 4 образуют полость 5 [13]. Под действием импульсного разряда происходит ионизация, разогревание газо-плазмы и нарастание давления в разрядной полости с последующим выбросом плазмы через отверстие в полости в виде плазменной струи в камеру сгорания. Данная система работоспособна при существенно повышенном энерговыделении на разрядном промежутке. В приведенном примере пробой промежутка обеспечивается с помощью импульсного трансформатора 7, с распределением импульса по свечам с помощью распределителя 6. Дополнительный подвод энергии обеспечивает емкость С через диоды 8. В

приведенной схеме использован конденсатор номиналом $C = 0,25 \text{ мкФ}$, заряжаемый до напряжения 3 кВ. Величина разрядного тока, реализуемая плазмоструйной системой, на несколько порядков выше в сравнении с катушечной системой зажигания (рис. 7).

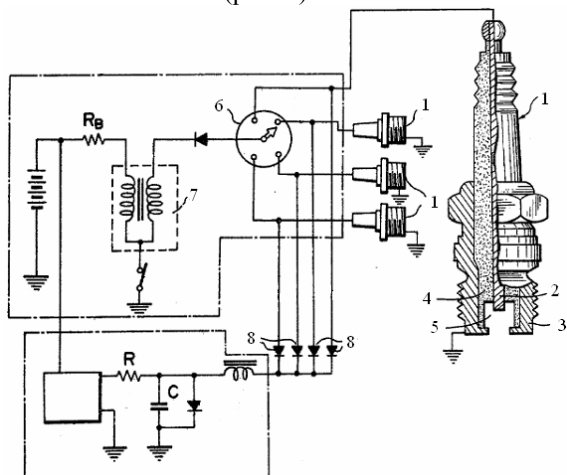


Рис. 7. Устройство плазмоструйной системы зажигания фирмы Nissan Motor [13]

Многokратное увеличение энергии разряда по сравнению с обычными системами позволило с помощью Plasma Jet системы добиться существенного улучшения сгорания. В работе [14] указывается, применение данной системы улучшило работу холодного двигателя. По данным [15], на метано-воздушной смеси устойчивое зажигание реализовано при числе $\alpha=1,2$, что не реализуется с помощью конденсаторной системы. Ведутся исследования по оптимизации конструкции плазменной свечи зажигания [16]. В работе [17] показано, что оптимальная энергия разряда, при которой обеспечивается надежное плазмоструйное зажигание и происходит незначительная эрозия электродов, составляет от 50 до 200 мДж.

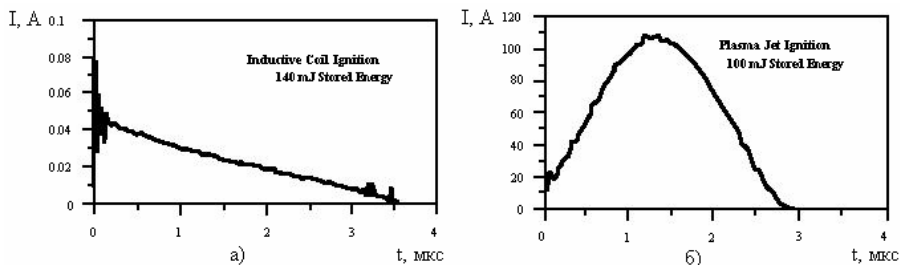


Рис. 8. Сравнение разрядных токов батарейной (а) и плазмоструйной (б) систем зажигания [14]

Выделение большой энергии в разрядной полости сопровождается сильной эрозией электродов с соответствующим уменьшением ресурса свечи. Часть энергии разряда теряется за счет теплопроводности, чему способствует большая площадь контактной поверхности, формируемая между плазмой и разрядной полостью, и возрастание времени теплоотдачи из-за конечной скорости выхода плазменной струи.

Система зажигания фирмы KSI™, при одинаковом вкладе энергии, генерирует «ядро воспламенения», которое значительно превосходит в размере ядро, получаемое в стандартных искровых системах зажигания (рис. 9). А это обеспечивает улучшение показателей двигателя.

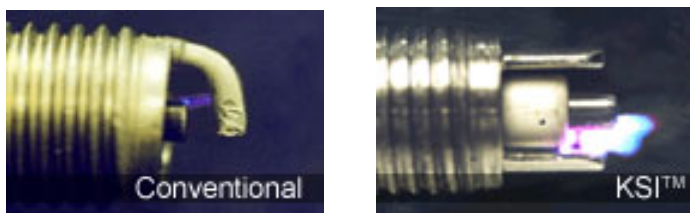


Рис. 9. Сравнение разрядов, получаемых стандартной искровой и KSI системами зажигания [11]

В усовершенствованной электрической схеме KSI системы зажигания первоначальный высоковольтный импульс, генерируемый трансформатором, подается на свечу через конденсатор C_3 (рис. 10). Дополнительный подвод энергии обеспечивается через конденсатор C_2 , включаемый в цепь при замыкании ключа Q_1 . Подача импульсов управления на ключ осуществляется после пробоя разрядного промежутка.

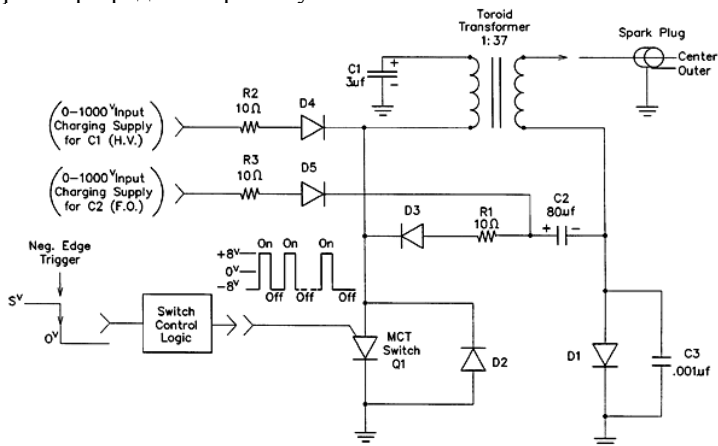


Рис. 10. Усовершенствованная электрическая схема KSI системы зажигания [18]

При дополнительном подводе энергии амплитуда разрядного тока составляет от 3 А до 450 А. Интервал между последовательными импульсами управления на ключе Q_1 , как правило, составляет $50 \div 10$ мкс. Длительность одного импульса из разрядной серии составляет не более 200 мкс. Оптимальное амплитудное значение напряжения лежит в диапазоне $300 \div 500$ В.

Применение в KSI системе свечи поверхностного разряда вызвано, по всей видимости, нестабильностью в получении высокого напряжения, достаточного для пробивания воздушного промежутка.

В системе зажигания Railplug [19] разряд осуществляется на рельсотронную свечу зажигания (рис. 11). В свече такого типа после пробоя разрядного промежутка 3 выход плазмы 2 из полости, формируемой двумя параллельными электродами 1 и внутренней поверхностью изолятор 5, возникает под действием силы Лоренца в направлении камеры сгорания 4. Следует отметить, что для получения силы электромагнитного давления, соизмеримого с силами противодействия топливного заряда, необходимо получение больших разрядных токов i .

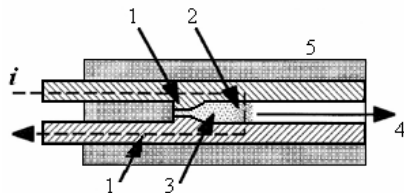


Рис. 11. Принцип работы рельсотронной свечи зажигания [19]

На свече создается разряд, имеющий искровую и дуговую стадии, с помощью электрической схемы (рис. 12). Схема включает контур 1, обеспечивающий пробой на свече 3 с помощью импульсного трансформатора, и контур 2, обеспечивающий переход тлеющего разряда в импульсную дугу с помощью электрической емкости. Момент зажигания соответствовал началу подачи импульса 5 на первичную обмотку трансформатора. В процессе исследований варьировалось напряжение заряда емкости с помощью источника питания 4. Параметры ёмкости конденсатора в контуре 2 использовались в диапазоне $22 \div 100$ мкФ, напряжение её заряда – $100 \div 150$ В. Соответственно, запасенная энергия в конденсаторе равнялась – $0,1 \div 1,1$ Дж. Разрядный промежуток имел длину $0,5 \div 1,5$ мм. Длина рельсовой части свечи изменялась в диапазоне $2 \div 10$ мм. Данные по параметрам индуктивности или динамике разрядного тока не приводятся, что не дает получить оценку возникающей силы Лоренца.

В отчете [19] по рельсотронной свече зажигания указывается, что сохранение характеристик зажигания при уменьшении энергии разряда от емкостного накопителя обеспечивается за счет увеличения емкости конденсатора и уменьшения напряжения заряда. Более продолжительная

длительность разряда приводит к увеличению скорости выхода плазмы из такой свечи и на большее расстояние с уменьшением энергии разряда.

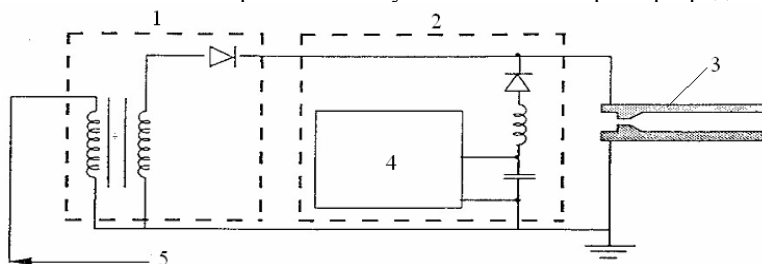


Рис. 12. Электрическая схема системы зажигания Railplug [19]

Техасский университет продвигает систему Railplug как систему, обеспечивающую интенсивную турбулизацию потока в цилиндре двигателя. Известно, что за счет турбулизации достигается полное и плавное сгорание топливовоздушной смеси. Поэтому такая система может быть полезна в случае слабого завихрения заряда. Но в современных двигателях заряд достаточно интенсивно турбулизирован, что делает малоэффективным данную систему зажигания. Эффективность Railplug системы практически соответствует KSI-системе, но требует существенно большей энергии разряда, а продолжительность зажигания ограничивается формой разрядного тока. Результаты тестирования данной системы на двигателе не были найдены. Исходя из оценки энергии разряда, можно положить, что возникающая сила Лоренца пренебрежимо мала по сравнению с силами противодействия. А выход плазмы из полости обеспечивается через возрастание сечения токопроводящего канала дуги. Поэтому, работа систем Railplug и Plasma Jet являются аналогичными форкамерному зажиганию, которое эффективно на малых оборотах двигателя с последующим ухудшением процесса сгорания с ростом оборотов двигателя.

Системы зажигания лабораторного исполнения. Радиочастотные системы зажигания (RF-системы) передают электромагнитную волну радиочастотного диапазона в камеру сгорания, создавая в большом объеме высокоэнергетичное зажигание. Например, в системе, предлагаемой в работе [20], разряд реализуется на частоте около 10 МГц. Тем не менее, эффективность такой системы сильно чувствительно к давлению и ненадежно при высоком давлении. RF-системы представляют интерес для исследований, но они являются очень сложными, дорогостоящими, крупногабаритными и чрезмерно энергоёмкими по сравнению с распространенными системами.

В лазерно-индуцированных системах зажигания импульсный мощный лазерный луч фокусируется через оптически-прозрачное окно в камеру сгорания для воспламенения топливовоздушной смеси [21]. Ядро воспламенения может быть создано в любой части камеры сгорания. Но окно должно быть защищено таким образом, чтобы не терялась его прозрачность. Для практиче-

ской реализации, система требует компактного твердотельного лазера с высоким КПД. Существующие лазеры, обеспечивающие воспламенение смеси, имеют крупные габариты, содержат прецизионные элементы, являются хрупкими и имеют КПД в несколько процентов. Все это не позволяет их использовать на автомобиле.

Выводы. Развитие автомобильных систем зажигания происходит в направлении увеличения энергии разряда, его стабильности, что связано с требованиями по возрастанию экономичности двигателей и снижению токсичности отработавших газов. При этом, усовершенствование систем зажигания направлено на увеличение как объема воспламенения, так и на турбулизацию пламени в процессе зажигания.

Список литературы: 1. *Егоров П.В., Ульянов С.Л.* Электрическое и электронное оборудование современных автотранспортных средств. - РТУиС, МГИЭМ, 2003 электронный ресурс http://grachev.distudy.ru/Uch_kurs/avtoelektrinica/ 2. Патент США № 1150523 Engine starting device / C.F. Kettering, 17 Aug 1915 – 15с.: ил. 3. *Росс Твег* Системы зажигания легковых автомобилей. Устройство, обслуживание и ремонт. - М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 96 с. 4. *Ютта В.А.* Электрооборудование автомобилей. Бесконтактная автомобильная система зажигания. Учебник. – М.: Транспорт, 1995. – 71 с. 5. *Пойда А.Н.* Электронные устройства двигателей внутреннего сгорания. - К.: ИСИО, - 1993. - 88 с. 6. *Мацкерле Ю.* Современный экономичный автомобиль / Пер. с чешск. В.Б. Иванова; Под ред. А.Р. Бенедиктова. – М.: Машиностроение, 1978. – 320 с. 7. Топливная экономичность автомобилей с бензиновыми двигателями / Т.У. Асмус, К. Боргнакке, С.К. Кларк и др.; Под ред. Д. Хиллиарда, Дж. С. Спрингера; Пер. с англ. А.М. Васильева; Под ред. А.В. Кострова. М.: Машиностроение, 1988. 504 с. 8. *Louis S. Camilli* Pulsed power solution to café requirements. White paper - 2007 // интернет-ресурс www.pulstarplug.com. 9. *Rohwein G.J.* An Efficient, Power Enhanced Ignition System // IEEE Transactions on Plasma Science, 1997. - Vol. 25, No. 2. – pp. 306-310. 10. Prodrive-Englehard, FTP75 test report, Jan. 2005. 11. Официальный сайт компании Knite incorporation // <http://www.knite.com/> 12. Патент США № 5777216, МПК G01M 15/00. Ignition system with ionization detection/ *Edward Van Duyne, Paule Poreca* (США). – 9 с.: ил. 13. Патент США № 4308488, МПК³ F02P 3/08. Plasma jet ignition system / *Iwao Imai Yokosuka, Yukitsugu Hirota Yokohama* (Япония). – 7с.: ил. 14. *David Gardiner* Fabrication and Testing of an Enhanced Ignition System to Reduce Cold-Start Emissions in an Ethanol (E85) Light-Truck Engine // Nexum Research Corporation, Thermotech Engineering Division, Subcontract Number ACI-6-16602-01. 15. *P. L. Pitta; R. M. Clements* The Effects of Plasma Jet Ignition on a Methane Fueled Internal Combustion Engine // Combustion Science and Technology, 1983 – Vol. 30 (1). – pp. 327 – 333. 16. *Masaya Ogawa, Hisatoshi Sasaki, Koji Yoshida, Hideo Shoji, Hidenori Tanaka* Propagation processes of newly developed plasma jet igniter // International Journal of Automotive Technology, 2002 – Vol. 3, No. 1. – pp. 9-15. 17. Патент США № 7328677, МПК F02B 23/04. Plasma-jet spark plug and ignition system / *Hagiwara Katsunori, Nagasawa Satoshi, Matutani Wataru* (Япония). – 11с.: ил. 18. Патент США № 07467612, МПК F02P 3/02. Method and apparatus for operating traveling spark ignite at high pressure / *Artur P. Suckewer, Szumon Suckewer, Frederick Selmon* (США). – 12с.: ил. 19. *Ron Matthews* Railplug Ignition System for Enhanced Engine Performance and Reduced Maintenance // The University of Texas, Semi-Annual Technical Progress Report DE-FG26-01NT41334: April 1, 2003 - September 30, 2003. 20. Патент США № 4774914, МПК F02P 15/00, F02P 23/04. Electromagnetic ignition—an ignition system producing a large size and intense capacitive and inductive spark with an intense electromagnetic field feeding the spark / *Ward Michael A. V.* (США) – 25с.: ил. 21. Патент США № 7699033, МПК F02B 1/02. Method and system to distribute high-energy pulses to multiple channels / *Bihari Bipin, Gupta Sreenath Borra, Sekar Ramanujam Raj* (США). – 11с.: ил.

Поступила в редколлегию 07.09.2010 г.

С.А. ЛУЗАН, канд. техн. наук, ХНАДУ (г. Харьков)

НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ РАЗРАБОТКИ КОНЦЕПЦИИ ВОССТАНОВИТЕЛЬНОГО РЕМОНТА ТРАНСПОРТНОЙ ТЕХНИКИ

Науково обґрунтована концепція відновленого ремонту транспортної техніки. На основі логістичного підходу запропонована структура концепції. Обґрунтована доцільність застосування сучасних технологій відновлення, до яких відносяться способи газотермічного напильовання, які дозволяють не тільки відновити технічний стан деталей до рівня нових, але й підвищити їхній ресурс.

Scientifically is motivated concept of the reconstruction repair of the transport technics. On base logical approach is offered structure to concepts. Motivated practicability using modern technology of the reconstruction, to which pertain the ways an gas thermal evaporation, which allow not only to restore the technical condition of the details before level new, but also raise their resource.

Постановка проблемы. Практика эксплуатации машин и оборудования подтверждает, что наиболее распространенной причиной их выхода из строя в 80 случаях из 100 является не поломка, а износ и повреждение рабочих поверхностей [1-4].

Развитие конструкций машин происходит при постоянном стремлении к увеличению их производительности, что почти всегда сопровождается повышением механической и тепловой напряженности подвижных сопряжений деталей [1]. При этом ставятся задачи достижения высокой надежности и долговечности машины, снижения ее массы, сокращения расхода дефицитных материалов. Известно, что повышение долговечности машины даже в небольшой степени ведет к значительной экономии металла, уменьшению затрат на производство запасных деталей; сокращается число и объем ремонтов, а следовательно, увеличивается количество фактически работающих машин [1].

Поскольку при конструировании машин учитываются и экономические факторы производства и эксплуатации, конструктору необходимо проводить перспективный прогноз длительности использования данной машины с учетом продолжительности эксплуатации машин предшествующих моделей. В ряде случаев этот срок составляет 25 лет, а иногда и более, например, для автомобилей, тракторов, транспортных самолетов, металлообрабатывающих станков [5]. При выборе конструктивного решения необходимо учитывать предстоящие затраты не только на изготовление машины и ее отдельных узлов, но и на обслуживание и ремонт. Последние затраты при длительной эксплуатации машины во много раз больше стоимости ее изготовления. Поэтому при разработке технологии восстановительного ремонта деталей транспортной техники важно уметь управлять качеством восстанавливаемых поверхностей деталей, т.е. обеспечивать их заданные свойства

(износостойкость, коррозионностойкость, пористость, прочность сцепления с основной и др.).

Обзор последних публикаций. В целом современное ремонтное предприятие по уровню организации и техническому оснащению ещё не в полной мере отвечает требованиям, которые позволяют обеспечить требуемые показатели качества ремонта деталей двигателей. Показатель безотказности и ресурса капитально отремонтированных двигателей составляет 50-60% от соответствующих значений новых.

Анализ причин отказов машин, проведенный в работах [6-10] показал, что наиболее часто встречающимся ресурсным отказом является выход по причине износа и разрушения деталей пары трения шейка коленчатого вала – вкладыш подшипника скольжения [11].

Анализ динамики изменения зазоров в трибосистемах двигателей транспортных средств также показал, что наиболее интенсивный характер увеличения зазора наряду с цилиндропоршневой группой (ЦПГ) имеет сопряжение кривошипно-шатунного механизма (КМШ), то есть шейка коленчатого вала – вкладыш подшипника скольжения.

В работах [12-15] представлены результаты исследования технического состояния двигателей ЯМЗ-238НБ и ЯМЗ-240 в доремонтном и межремонтном периоде эксплуатации. Сравнение параметров износов деталей в межремонтный и доремонтный период свидетельствует о более интенсивном изменении технического состояния после ремонта. Отношение скоростей изнашивания деталей, определяющих ресурс, составляет 1,28-1,32.

Одной из основных причин преждевременного выхода из строя деталей двигателей после капитального ремонта является качество восстановленных деталей, которое определяется применяемой технологии ремонта и правильностью выбора способа восстановления и упрочнения изношенных поверхностей детали.

Наряду с проблемой повышения ресурса пары шейка коленчатого вала – вкладыш подшипника скольжения также большое значение имеет снижение потерь мощности на преодоление трения в самой паре, поскольку при эксплуатации двигателя часть мощности затрачивается на внутренние (механические) потери. В данном сопряжении теряется 16-19% мощности двигателя [16].

Известно, что на поддержание работоспособности тракторов за срок их службы затрачивается средств в 3 – 4 раза больше, чем на их изготовление. При этом 60-80% этих средств расходуется на устранение отказов и неисправностей [17].

До 1990 года Украина ежегодно приобретала около 52 тысяч тракторов и парк тракторов составлял 495 тысяч машин [18]. В связи со спадом производства уже 2005 году в сельскохозяйственных предприятиях Украины было 194,92 тысячи тракторов всех марок. Таким образом за 15 лет выпуск тракторов сократился больше чем в 30 раз, а 2009 году более чем в 100 раз. Процент использования производственных мощностей тракторных заводов

также снизился с 93% в 1985 году до 5,2% в 1997 году. А в 2009 году производственные мощности предприятий были загружены до 2% [18]. В связи с этим в настоящее время в эксплуатации удельный вес тракторов выпущенных до 1985 года достигает 25%, выпущенных в 1986-1990 годах – 42%. Больше половины тракторов, которые имеются в наличии, были выпущены около 20 лет назад.

Так, например, количество тракторов марки «ЮМЗ», которые находятся в хозяйствах Украины составляет около 50 тысяч штук. Из них больше половины требует капитального ремонта. И если не предпринять соответствующие меры, то к 2015 году они останутся в единичных экземплярах в хозяйствах Украины. Несколько лучше ситуация с тракторами «ХТЗ», однако за 8 месяцев 2009 года хозяйствами Украины было приобретено всего 150 штук этих тракторов [18]. Учитывая сложившуюся экономическую ситуацию нужны новые системные подходы к увеличению ресурса машин путем восстановления деталей определяющих их ресурс.

В монографии [17] на основе анализа влияния ряда факторов: нагрузки, частоты вращения, степени загрязнения смазочной среды, конструктивных особенностей узлов, сопряжений) на интенсивность изнашивания и динамику накопления усталостных повреждений, а также с учётом накопленного опыта повышения работоспособности деталей и узлов на Харьковском тракторном заводе была определена номенклатура деталей шасси колесных тракторов типа Т-150К требующих повышения долговечности. Номенклатура содержит 36 деталей. Преобладающие виды повреждений: износ – 33 детали, питтинг зубьев – 2 детали, спекание втулки с валом – 1 деталь. Если проанализировать выбранные возможные пути повышения долговечности, то на долю упрочняющих технологий приходится 9 деталей (плазменное напыление – 3 дет., химико-термическое упрочнение – 3 дет., лазерное упрочнение – 3 дет.), что составляет более 27%, а среди них плазменное напыление и лазерное упрочнение занимают объем 67%.

На основе вышеизложенного следует, что проблема разработки концепции восстановительного ремонта транспортной техники, обеспечивающей повышение качества восстанавливаемых деталей газотермическими методами актуальна.

Целью работы является разработка концепции восстановительного ремонта транспортной техники с применением логистического подхода.

Основная часть работы. Концепция восстановительного ремонта транспортной техники должна учитывать весь её жизненный цикл.

Жизненный цикл – временной интервал с момента возникновения объекта до его полного исключения из использования (утилизации), состоит из четырех стадий [25]:

- выдвижение концепции и определений;
- проектирования и разработки;
- изготовления и установки;

- эксплуатации, обслуживания и ремонта.

Кроме этого, концепция должна учитывать множество воздействующих факторов, обусловленных условиями эксплуатации изделий, типами изнашивающихся сопряжений и видами износов, а также технологическими возможностями ремонтных предприятий. Поэтому концепция должна отражать комплексный системный подход к решению проблемы ремонта путем восстановления деталей. Такой подход требует применения логистических принципов организации производства и оптимизации, методов теории принятия решений, моделирования.

Логистика – наука о планировании, организации, управлении и контроле движения материальных и информационных потоков в пространстве и во времени от их первичного источника до конечного потребителя [19].

Современная концепция логистического управления рассматривает все виды материальных и информационных потоков как единое целое [20, 21]. Уникальность логистических подходов состоит в интеграции этих потоков, которые могут быть взаимосвязаны на различных этапах стадий жизненного цикла изделия. Основными принципами логистики являются: системность, комплексность, научность, конкретность, конструктивность, надежность, вариантность, интегративность, гибкость, целостность, превентивность и эффективность.

При традиционной системе управления имеет место тенденция к минимизации затрат $\min C$ в каждом звене материального потока, а при логистическом управлении - оптимальность затрат C^{opt} на всех стадиях жизненного цикла изделия.

Тогда общие затраты $L(C)$ будут составлять [21]:

а) традиционный подход

$$L(C) = \min C_{ВКО} + \min C_{ПП} + \min C_{ИУ} + \min C_{ЭОР}, \quad (1)$$

где $C_{ВКО}$ – затраты на стадии выдвигания концепции и определений; $C_{ПП}$ – затраты на стадии проектирования и разработки; $C_{ИУ}$ – затраты на стадии изготовления и установки; $C_{ЭОР}$ – затраты на стадии эксплуатации, обслуживания и ремонта;

б) логистический подход

$$L(C) = \min(C_{ВКО}^{onm} + C_{ПП}^{onm} + C_{ИУ}^{onm} + C_{ЭОР}^{onm}). \quad (2)$$

В случае ремонта уже прошло три первых стадии жизненного цикла изделия. Поэтому логистический подход в области ремонтного производства должен осуществляться с учетом оставшегося звена материального потока:

$$L(C) = \min C_{ЭОР}^{onm} = \min(C_{Э}^{onm} + C_{О}^{onm} + C_{Р}^{onm}) \quad (3)$$

где $C_{Э}^{onm}$ - оптимальные затраты на эксплуатацию; $C_{О}^{onm}$ - оптимальные затраты на обслуживание; $C_{Р}^{onm}$ - оптимальные затраты на ремонт.

Единой целью логистического управления является достижение высокого качества восстановления деталей при минимизации общих затрат, связанных с движением материальных потоков в процессе эксплуатации, обслуживания и ремонта.

Таким образом, логистическое управление ремонтным производством обусловлено системной оптимизацией.

Системный подход к ремонту деталей транспортной техники должен учитывать все стадии жизненного цикла изделия для достижения главной цели – получение восстановленной поверхности детали заданного качества (прочность сцепления покрытия с основой, износостойкость, пористость, уровень остаточных напряжений и др.). Стратегия логистической системы, обеспечивающей достижение главной цели состоит из частных целей её элементов. Таким образом, логистический подход к разработке концепции восстановительного ремонта транспортной техники должен содержать следующую структуру:

- формулирование главной цели ремонта;
- определение частных целей;
- определение способов достижения поставленных целей путем определения взаимного влияния выбранных факторов, моделированием процессов, связанных с движением элементов различных потоков в производстве и эксплуатации;
- выбор интегрируемых технологий, обеспечивающих достижение заданного качества поверхности детали, применяя методологию направленного выбора;
- согласование целей и затрачиваемых средств путем использования методологии управления качеством напыленных покрытий на стадии ремонта изделий, позволяющей более экономично решить проблему восстановления их работоспособности;
- анализ и оценка полученных результатов;
- принятие решения.

Для реализации концепции восстановительного ремонта транспортной техники в производстве требуется разработка технологических процессов по восстановлению деталей, которую целесообразно выполнять на основе моделирования.

Моделирование позволяет осуществить с минимумом затрат средств на получение информации по эксплуатации изделий на основе проведения исследований по разработке вариантов технологии восстановления деталей и оценить их эффективность. Структура и состав технологических процессов восстановительного ремонта определяются характером повреждений, материалом деталей, предшествующим способом упрочняющей обработки. Поэтому целесообразно разрабатывать модели технологий восстановления для деталей одного типа, например детали типа вал, и вида дефектов. На основе этой модели возможно разработать модель технологии ремонта конкретной детали восстановлением с учетом её данных.

Модель технологии восстановления для деталей одного типа может быть оформлена в виде технологической инструкции, содержащей структурно-технологические схемы процессов, перечня применяемых материалов, схемы технологической оснастки и методики определения расчетных показателей.

Применение в логистическом управлении формализованных методов моделирования даёт возможность получения количественных оценок, позволяющих уменьшить или полностью отказаться от применения экспертных оценок квалифицированных специалистов.

Проведение всестороннего анализа модели технологии ремонта восстановлением деталей транспортной техники, оценка возможных вариантов ремонта и выбор наилучшего при наличии многих критериев возможны на основе использования теории принятия решений. Теория принятия решений представляет собой совокупность методов, которые позволяют всесторонне анализировать проблемы принятия решений. Цель этой теории заключается в совершенствовании, в научном обосновании принятия решений, что является особенно важным в условиях постепенного роста экономических, организационных, технических требований к ремонтному производству [22].

В зависимости от типа поставленных задач в теории принятия решений существуют различные методы их решения. В нашем случае разработку концепции восстановительного ремонта транспортной техники возможно представить в виде детерминированной многокритериальной задачи выбора [23]:

$$\langle \Omega, K, E_m, Y, C \rangle,$$

где Ω - цель задачи (найти оптимальный вариант, упорядочить множество допустимых альтернатив и пр.);

Ω - исходное множество альтернатив;

K - множество критериев;

E_m - критериальное пространство;

Y - отображение альтернатив в критериальном пространстве;

C - функция выбора.

Наиболее важной и сложной проблемой в решении задачи выбора является нахождение функцией выбора C , выражающей принцип оптимальности. В многокритериальных задачах выбора при наличии противоположных тенденций, как это имеет место в нашем случае, когда невозможно максимизировать одновременно несколько целевых функций, необходима структуризация предпочтений. Для этого возможно воспользоваться функцией ценности V [24].

Для определения функции ценности необходимым условием является формализация целей, построение их иерархии. Детализация главной цели, определение задач технологии восстановления позволяет построить иерархическую систему модели концепции восстановительного ремонта и дойти до нижнего уровня, элементы которого рассматриваются как средства

достижения более высоко расположенных целей. Учитывая, что критерии выбора независимы по предпочтению, функцию ценности можно представить в аддитивной форме для иерархических отношений любого уровня:

$$V(X_1, X_2, \dots, X_n) = \sum_{i=1}^n (X_i) \quad (4)$$

где X_i - критерий выбора.

Эта функция может быть использована несколько раз применительно к различным уровням иерархической модели стратегии ремонта, а также при структуризации одной и той же функции выбора.

Структуризация задачи выбора концепции восстановительного ремонта транспортной техники позволяет произвести анализ окончательных оценок и принять решение о выборе способа восстановления деталей.

Необходимо отметить, что одновременно с повышением качества восстановленных деталей машин разработка научно обоснованной концепции восстановительного ремонта транспортной техники решает проблему энерго-ресурсосбережения. Старение отечественного парка транспортной техники и существующие экономические трудности его обновления вызывают неуклонный рост объемов ремонта и потребности в запасных частях. Расходы материальных, трудовых и экономических ресурсов, связанные с поддержанием необходимого технического состояния транспортной техники, находящейся в эксплуатации, постоянно возрастают.

Применение современных технологий восстановления, к которым относятся способы газотермического напыления, позволяют не только восстановить техническое состояние деталей до уровня новых, но и повысить их ресурс.

Восстановление деталей транспортной техники с применением способов газотермического напыления и усовершенствованных за счет интегрирования с другими технологиями значительно сокращает простои машин при эксплуатации, увеличивает межремонтные сроки эксплуатации, уменьшает расход запасных деталей, что в свою очередь значительно уменьшает расход материальных, трудовых ресурсов на их изготовление и обслуживание в процессе эксплуатации. Таким образом, в результате такого восстановительного ремонта деталей машин достигается косвенная экономия ресурсов, которая реализуется на четвертом этапе жизненного цикла транспортной техники, т.е. при ее эксплуатации, обслуживании и ремонте.

Ресурсосберегающие технологии восстановления деталей с логистических позиций ведут к минимизации суммарных издержек на всех этапах жизненного цикла изделия, т.е. к прямой и косвенной экономии энерго-ресурсопотребления.

Выводы. На основе логистического подхода предложена структура концепции восстановительного ремонта транспортной техники.

Применение в логистическом управлении формализованных методов моделирования даёт возможность получения количественных оценок, позволяющих уменьшить или полностью отказаться от применения экспертных оценок квалифицированных специалистов.

Для реализации концепции восстановительного ремонта транспортной техники в производстве разработку технологических процессов целесообразно выполнять на основе моделирования.

Список литературы: 1. *Гаркунов Д.Н.* Триботехника (конструирование, изготовление и эксплуатация машин): Учебник. – М.: “Издательство МСХА”, 2002. – 632 с. 2. *Хебды М., Чичинадзе А.В.* Теоретические основы. Том 1, Справочник по триботехнике в трех томах. М.: Машиностроение, 1989. – 400 с. 3. *Чичинадзе А.В.* Основы триботологии (трение, износ, смазка). – М.: Центр «Наука и техника», 1995. – 284 с. 4. *Чичинадзе А.В.* Не стоит платить за незнание // Инженерная газета. – 1994. – № 28. 5. *Кугель Р.В.* Основные задачи проблемы надежности машин // Вестник машиностроения, 1981, № 11. С. 49-55. 6. *Рабинович А.Ш. и др.* Методические указания по классификации и шифровке отказов тракторов. – М.: ГОСНИТИ, 1976. 7. *Абдулла С.Л., Кухтов В.Г., Полянский А.С.* Обеспечение надежности тракторных конструкций при проектировании // Техника в АПК. – 2002. – №7-9. – С. 29-32. 8. *Анилович В.Я., Полянский А.С.* Технично-экономическая оптимизация при обеспечении надежности / Тракторная энергетика в растениеводстве: Сб. науч. тр. – Х.: ХГТУСХ, 2001. – С. 10-20. 9. *Гринченко А.С.* Оценка и прогнозирование показателей надежности в случае параметрических отказов. – Надежность и контроль качества. – 1991. – №7. – С. 38-43. 10. *Бажинев А.В.* Прогноз и управление в системе ТО и ремонта автомобилей // Вестник ХГАДТУ: Сб. науч. тр. Харьков: ХГАДТУ, 2000, вып. 12-13. – С. 34-37. 11. *Гончаров В.Г.* Повышение ресурса транспортной техники совершенствованием технологии ремонта коленчатых валов: Дис. канд. техн. наук: 05.22.20 Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет – Харьков, 2008, – 183 с. 12. *Авдонькин Ф.Н.* Изменение технического состояния автомобиля в процессе эксплуатации. – Саратов: Изд-во Саратовского ун-та, 1973. – 201 с. 13. *Беляминов В.С., Полянский А.С.* Оптимизация эксплуатационной надёжности системы топливоподдачи автотракторных двигателей // Автомобильный транспорт, серия Совершенствование машин для земляных и дорожных работ. Сб. науч. тр. Вып. 11. – 2003. – С. 81-83. 14. *Венцель С.В.* Смазка и долговечность двигателей внутреннего сгорания. – К.: Техника, 1977. – 204 с. 15. *Демко А.* Технічний сервіс в АПК – реальність і потреба // Пропозиція. – 2000. – №5. – С. 85-87. 16. *Белов П.М., Бурычко В.Р., Акатов Е.И.* Двигатели армейских машин. – М.: Военное издательство министерства обороны СССР, 1971. – 370 с. 17. *Кухтов В.Г.* Долговечность деталей шасси колёсных тракторов. – Харьков: ХНАДУ, 2004. – 292 с. 18. *Кривоконь О.Г., Макалей А.А.* Стан тракторобудування в Україні. Проблемні питання подальшого розвитку галузі та шляхи їх регулювання. - Вєсник НТУ «ХПІ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2010. – №1. – С. 3-7. 19. *Логистика: Учебник / Под ред. Б.А. Аникина 3-е изд., перераб. и доп.* - М.: ИНФРА-М, 2006 - 368 с. 20. *Чудаков А.Д.* Логистика: Учебник – М: Издательство РДЦ, 2001 – 480 с. 21. *Новиков О.А., Уваров С.А.* Логистика. - Санкт-Петербург: Издательский дом «Бизнес-пресса», 1999. - 208 с. 22. *Корнев А.Б.* Разработка стратегии ремонта трибосопрежений крупногабаритных деталей с применением газотермического напыления в судоремонтном производстве: Дис. канд. техн. наук: 05.08.04 Волжская государственная академия водного транспорта – Нижний Новгород, 2006, - 198 с. 23. *Кини Р.Л., Райфа Х.* Принятие решений при многих критериях предпочтения и замещения. Пер. с англ. / Под ред. Шахнова И.Ф. - М.: Радио и связь, 1981. - 500 с. 24. *Корнев А.Б., Кулик Ю.Г., Фунтикова Е.В.* К вопросу стратегии восстановления деталей газотермическим напылением // Вестник Волжской государственной академии водного транспорта. Выпуск 10. Судостроение и судоремонт. - Н.Новгород: Издательство ФГОУ ВПО ВГАВТ, 2004. С. 166-172. 25. ДСТУ 2863-94 Надежность техники. Программа обеспечения надежности. – Киев: Госстандарт Украины, 1994. – 37 с.

Поступила в редколлегию 29.09.2010

М.А. ПОДРИГАЛО, д-р техн. наук, ХНАДУ (г. Харьков), *Д.М. КЛЕЦ*, канд. техн. наук, ХНАДУ (г. Харьков), *О.А. НАЗАРЬКО*, ХНАДУ (г. Харьков), *Н.Н. ПОТАПОВ*, ХНАДУ (г. Харьков)

ВЛИЯНИЕ ТЯГОВЫХ МОМЕНТОВ НА ДИНАМИЧЕСКОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕРТИКАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ МЕЖДУ КОЛЕСАМИ АВТОМОБИЛЯ

У статті розглянуто вплив крутних моментів на динамічний перерозподіл вертикальних реакцій між осями автомобіля, а також виконана оцінка підвищення точності визначення вертикальних реакцій на колесах автомобіля з урахуванням крутних моментів на ведучих колесах.

Influence of twisting moments on vertical reactions between vehicle shafts dynamic redistribution is considered. The definition of vertical reactions on vehicle wheels accuracy increase estimation with taking into account twisting moments on driving wheels is executed.

Введение. Динамическое распределение (перераспределение) вертикальных реакций между колесами автомобиля оказывает существенное влияние на показатели эксплуатационных свойств автомобиля. При значительной разгрузке задних колес ухудшается устойчивость движения, а передних – управляемость автомобиля. Кроме того, динамическое перераспределение вертикальных реакций необходимо учитывать при выборе ведущих колес автомобиля.

В известных исследованиях при расчете динамического перераспределения вертикальных реакций между осями автомобиля не учитывалось влияние крутящих (тяговых) моментов на ведущих колесах, поскольку последние ошибочно считались внутренними усилиями (моментами). В настоящей статье определено динамическое распределение вертикальных реакций дороги между колесами передней и задней осей автомобиля с учетом тяговых (крутящих) моментов на ведущих колесах.

Анализ последних достижений и публикаций. На рис.1 представлена схема сил, которая традиционно используется для определения суммарных вертикальных реакций на колесах передней и задней осей [1-10].

На указанной схеме (рис.1) отсутствуют обозначения крутящих моментов на ведущих колесах. Это связано с тем, что еще в первых работах [1,2] по теории автомобиля ошибочно принято считать крутящие (тормозные) моменты на колесах внутренними усилиями (моментами), а внешними – считать касательные реакции на колесах $\sum R_{x1}$ и $\sum R_{x2}$ (рис.1). Моменты сопротивления качению колес $\sum M_{f1}$ и $\sum M_{f2}$ принято считать внешними, поэтому они приведены на указанной схеме и учтены при определении

суммарных динамических реакций на колесах передней $\sum R_{z1}$ и задней $\sum R_{z2}$ осей (см.рис 1). Суммарные крутящие моменты на ведущих колесах не учитывались, поскольку согласно положениям классической механики сумма внутренних сил (моментов) механической системы всегда равна нулю [12]. Однако, нами ранее [13], с позиций классической механики также доказано, что крутящие (тяговые) моменты являются внешними усилиями (моментами) относительно механизма ходовой части автомобиля. Поскольку их величины могут значительно превосходить моменты сопротивления качению, то пренебрежение их действием может привести к значительным погрешностям при расчетах динамических вертикальных реакций дороги на колесах автомобиля. Следует отметить, что в работе [5] наиболее корректно подошли к определению вертикальных динамических реакций на колесах. При их определении сумму моментов рассчитывали не относительно точек контакта колес с дорогой, а относительно осей колес. В этом случае в уравнениях моментов участвуют моменты, создаваемые суммарными касательными реакциями $\sum R_{x1}$ и $\sum R_{x2}$ на колесах передней и задней осей. В этом случае косвенно учитываются крутящие моменты на ведущих колесах. Однако в указанной работе [5] не дано физическое объяснение этому факту.

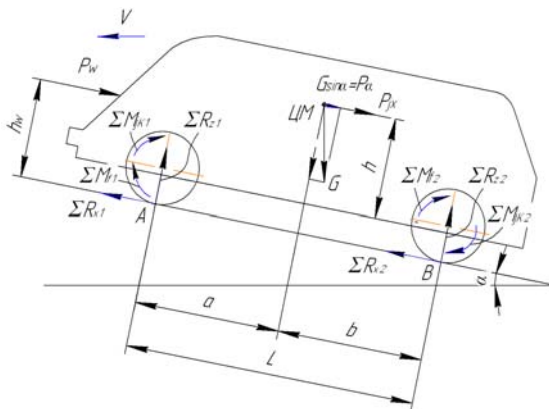


Рисунок 1 - Схема сил, действующих на автомобиль в общем случае движения [11]

Цель и постановка задач. Целью исследования является определение влияния тяговых (крутящих) моментов, создаваемых ведущими колесами, на величину динамического перераспределения вертикальных реакций между передними и задними колесами автомобиля.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить влияние крутящих моментов на динамическое перераспределение вертикальных реакций между осями автомобиля;

- произвести оценку повышения точности определения динамических вертикальных реакций на колесах автомобиля при учете крутящих моментов на ведущих колесах.

Определение динамического распределения вертикальных реакций между осями

На рис. 2 представлена схема сил, действующих на автомобиль с учетом внешних крутящих моментов на ведущих колесах.

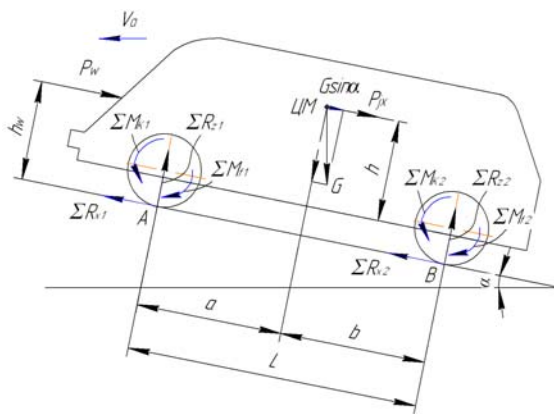


Рисунок 2 - Схема сил, учитывающая внешние крутящие моменты, действующие на автомобиль в общем случае движения

Условия равновесия моментов, записанные относительно точек А и В (рис.2), позволили определить

$$\sum R_{z1} = G \frac{b}{L} \cos \alpha - G \frac{h}{L} \sin \alpha - P_{jx} \frac{h}{L} - P_w \frac{h_w}{L} + \frac{\sum M_{k1}}{L} + \frac{\sum M_{k2}}{L} - \frac{\sum M_{f1}}{L} - \frac{\sum M_{f2}}{L}; \quad (1)$$

$$\sum R_{z2} = G \frac{a}{L} \cos \alpha + G \frac{h}{L} \sin \alpha + P_{jx} \frac{h}{L} + P_w \frac{h_w}{L} - \frac{\sum M_{k1}}{L} - \frac{\sum M_{k2}}{L} + \frac{\sum M_{f1}}{L} + \frac{\sum M_{f2}}{L}; \quad (2)$$

где G - общий вес автомобиля;

a, b - расстояния от проекции центра масс на опорную плоскость до точек А и В (рис.2)

L - продольная колесная база автомобиля;
 h - высота центра масс автомобиля;
 α - угол продольного уклона дороги;
 P_{jx} - сила инерции поступательного движения автомобиля

$$P_{jx} = \frac{G}{g} \dot{V}_a; \quad (3)$$

g - ускорение свободного падения $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

\dot{V}_a - линейное ускорение автомобиля;

P_w - сила аэродинамического сопротивления,

$$P_w = kFV_a^2; \quad (4)$$

kF - фактор сопротивления воздуха (k - коэффициент сопротивления воздуха, F - мидель);

h_w - вертикальная координата центра парусности автомобиля;

$\sum M_{k1}, \sum M_{k2}$ - суммарные крутящие моменты на колесах передней и задней осей автомобиля.

В уравнениях (1) и (2)

$$\frac{\sum M_{f1} + \sum M_{f2}}{L} = f \frac{\sum R_{z1} \cdot r_{\delta1} + \sum R_{z2} \cdot r_{\delta2}}{L}, \quad (5)$$

где $r_{\delta1}, r_{\delta2}$ - динамические радиусы передних и задних колес автомобиля соответственно (в общем случае $r_{\delta1} \neq r_{\delta2}$)

Кроме того,

$$\begin{aligned} \frac{\sum M_{k1} + \sum M_{k2}}{L} &= \frac{\sum P_{k1} \cdot r_{\delta1} + \sum P_{k2} \cdot r_{\delta2}}{L} \cong \\ &\cong \frac{P_k}{L} [K_M \cdot r_{\delta1} + (1 - K_M) \cdot r_{\delta2}], \end{aligned} \quad (6)$$

где $\sum P_{k1}, \sum P_{k2}$ - суммарные тяговые силы на передних и задних колесах, соответственно;

P_k - суммарная тяговая сила автомобиля,

$$P_k = \sum P_{k1} + \sum P_{k2}; \quad (7)$$

K_M - коэффициент распределения суммарного крутящего момента на переднюю ось автомобиля,

$$K_M = \frac{\sum M_{k1}}{\sum M_{k1} + \sum M_{k2}}. \quad (8)$$

Суммарная тяговая сила автомобиля может быть определена как

$$P_k = fG \cdot \cos \alpha + G \sin \alpha + P_w + \frac{G}{g} \dot{V}_a. \quad (9)$$

После подстановки в уравнения (1) и (2) выражений (3), (4), (5), (6) с учетом (7) и (9) после проведения преобразований получим

$$\sum R_{z1} = G \left[\frac{\frac{b}{L} \cos \alpha - \frac{h}{L} \sin \alpha - \frac{\dot{V}_a}{g} \left[\frac{h}{L} - \frac{K_M \cdot r_{o1} + (1 - K_M) r_{o2}}{L} \right]}{1 + f \frac{r_{o1} - r_{d2}}{L}} - \frac{\frac{kF}{G} V_a^2 \left[\frac{h_w}{L} - \frac{K_M \cdot r_{d1} + (1 - K_M) r_{d2}}{L} \right]}{1 + f \frac{r_{o1} - r_{d2}}{L}} + \frac{K_M \frac{r_{o1} - r_{o2}}{L} (f \cos \alpha - \sin \alpha) + \frac{r_{o2}}{L} \sin \alpha}{1 + f \frac{r_{o1} - r_{d2}}{L}} \right]; \quad (10)$$

$$\sum R_{z2} = G \left[\frac{\frac{a}{L} \cos \alpha + \frac{h}{L} \sin \alpha + \frac{\dot{V}_a}{g} \left[\frac{h}{L} - \frac{K_M \cdot r_{o1} + (1 - K_M) r_{o2}}{L} \right]}{1 + f \frac{r_{o1} - r_{d2}}{L}} + \frac{\frac{kF}{G} V_a^2 \left[\frac{h_w}{L} - \frac{K_M \cdot r_{d1} + (1 - K_M) r_{d2}}{L} \right]}{1 + f \frac{r_{o1} - r_{d2}}{L}} + \frac{\frac{r_{o1} - r_{o2}}{L} [f(1 - K_M) \cos \alpha + K_M \sin \alpha] - \frac{r_{o2}}{L} \sin \alpha}{1 + f \frac{r_{o1} - r_{d2}}{L}} \right]. \quad (11)$$

При движении по горизонтальной поверхности $\alpha = 0$ и выражения (10) и (11) примут вид

$$\sum R_{z1} = G \left[\frac{\frac{b}{L} \cos \alpha - \frac{\dot{V}_a}{g} \left[\frac{h}{L} - \frac{K_M \cdot r_{\delta 1} + (1 - K_M) r_{\delta 2}}{L} \right]}{1 + f \frac{r_{\delta 1} - r_{d2}}{L}} - \frac{\frac{kF}{G} V_a^2 \left[\frac{h_w}{L} - \frac{K_M \cdot r_{\delta 1} + (1 - K_M) r_{\delta 2}}{L} \right] + K_M \frac{r_{\delta 1} - r_{\delta 2}}{L} f}{1 + f \frac{r_{\delta 1} - r_{d2}}{L}} \right]; \quad (12)$$

$$\sum R_{z2} = G \left[\frac{\frac{a}{L} + \frac{\dot{V}_a}{g} \left[\frac{h}{L} - \frac{K_M \cdot r_{\delta 1} + (1 - K_M) r_{\delta 2}}{L} \right]}{1 + f \frac{r_{\delta 1} - r_{d2}}{L}} + \frac{\frac{kF}{G} V_a^2 \left[\frac{h_w}{L} - \frac{K_M \cdot r_{\delta 1} + (1 - K_M) r_{\delta 2}}{L} \right] + (1 - K_M) \frac{r_{\delta 1} - r_{\delta 2}}{L} f}{1 + f \frac{r_{\delta 1} - r_{d2}}{L}} \right]. \quad (13)$$

При равномерном движении автомобиля $\dot{V}_a = 0$ и уравнения (12) и (13) упрощаются

$$\sum R_{z1} = G \frac{\frac{b}{L} - \frac{kF}{G} V_a^2 \left[\frac{h_w}{L} - \frac{K_M \cdot r_{\delta 1} + (1 - K_M) r_{\delta 2}}{L} \right] + K_M \frac{r_{\delta 1} - r_{\delta 2}}{L} f}{1 + f \frac{r_{\delta 1} - r_{d2}}{L}}; \quad (14)$$

$$\sum R_{z2} = G \left[\frac{\frac{a}{L} + \frac{kF}{G} V_a^2 \left[\frac{h_w}{L} - \frac{K_M \cdot r_{\delta 1} + (1 - K_M) r_{\delta 2}}{L} \right]}{1 + f \frac{r_{\delta 1} - r_{d2}}{L}} + \frac{(1 - K_M) \frac{r_{\delta 1} - r_{\delta 2}}{L} f}{1 + f \frac{r_{\delta 1} - r_{d2}}{L}} \right]. \quad (15)$$

Полученные выражения для определения вертикальных динамических реакций на передних и задних колесах автомобиля отличаются от известных и позволяют уточнить расчет при учете крутящих моментов на ведущих колесах.

Оценка повышения точности определения динамических вертикальных реакций на колесах автомобиля с учетом крутящих моментов на ведущих колесах

Для проведения дальнейшего анализа преобразуем выражения (10) и (11) путем выноса за скобки величины $\frac{b}{L} \cos \alpha$ в уравнении (10) и $\frac{a}{L} \cos \alpha$ – в уравнении (11). Учитывая что

$$\sum R_{z1cm} = G \frac{b}{L} \tag{16}$$

и

$$\sum R_{z2cm} = G \frac{a}{L}, \tag{17}$$

получим

$$\sum R_{z1} = \sum R_{z1cm} \left[\begin{aligned} & 1 - \frac{h}{b} \operatorname{tg} \alpha - \frac{\dot{V}_a}{g \cos \alpha} \left[\frac{h}{b} - \frac{K_M \cdot r_{\delta 1} + (1 - K_M) r_{\delta 2}}{b} \right] - \\ & \frac{1 + f \frac{r_{\delta 1} - r_{\delta 2}}{L}}{1 + f \frac{r_{\delta 1} - r_{\delta 2}}{L}} - \frac{\frac{kF}{G \cos \alpha} V^2 \left[\frac{h_w}{b} - \frac{K_M \cdot r_{\delta 1} + (1 - K_M) r_{\delta 2}}{b} \right]}{1 + f \frac{r_{\delta 1} - r_{\delta 2}}{L}} + \\ & + \frac{K_M \cdot \frac{r_{\delta 1} - r_{\delta 2}}{b} (f - \operatorname{tg} \alpha) + \frac{r_{\delta 2}}{b} \operatorname{tg} \alpha}{1 + f \frac{r_{\delta 1} - r_{\delta 2}}{L}} \end{aligned} \right] \cos \alpha; \tag{18}$$

$$\sum R_{z2} = \sum R_{z2cm} \left[\begin{array}{l} 1 + \frac{h}{a} \operatorname{tg} \alpha + \frac{\dot{V}_a}{g \cos \alpha} \left[\frac{h}{a} - \frac{K_M \cdot r_{\partial 1} + (1 - K_M) r_{\partial 2}}{a} \right] \\ \frac{kF}{G \cos \alpha} V_a^2 \left[\frac{h_w}{a} - \frac{K_M \cdot r_{\partial 1} + (1 - K_M) r_{\partial 2}}{a} \right] \\ \frac{r_{\partial 1} - r_{\partial 2}}{a} [(f(1 - K_M) + K_M \operatorname{tg} \alpha) - \frac{r_{\partial 2}}{a} \operatorname{tg} \alpha] \end{array} \right] \cdot \cos \alpha. \quad (19)$$

В литературе [1,2,11] динамическое изменение вертикальных реакций на осях автомобиля учитываются коэффициентами изменения нагрузки

$$m_1 = \frac{\sum R_{z1}}{\sum R_{z1cm}}; \quad (20)$$

$$m_2 = \frac{\sum R_{z2}}{\sum R_{z2cm}}. \quad (21)$$

Таким образом, в нашем случае

$$m_1 = \left[\begin{array}{l} 1 - \frac{h}{b} \operatorname{tg} \alpha - \frac{\dot{V}_a}{g \cos \alpha} \left[\frac{h}{b} - \frac{K_M \cdot r_{\partial 1} + (1 - K_M) r_{\partial 2}}{b} \right] \\ \frac{kF}{G \cos \alpha} V_a^2 \left[\frac{h_w}{b} - \frac{K_M \cdot r_{\partial 1} + (1 - K_M) r_{\partial 2}}{b} \right] \\ \frac{K_M \cdot r_{\partial 1} - r_{\partial 2}}{b} (f - \operatorname{tg} \alpha) + \frac{r_{\partial 2}}{b} \operatorname{tg} \alpha \end{array} \right] \cdot \cos \alpha; \quad (22)$$

$$m_2 = \left[\begin{aligned} & 1 + \frac{h}{a} \operatorname{tg} \alpha + \frac{\dot{V}_a}{g \cos \alpha} \left[\frac{h}{a} - \frac{K_M \cdot r_{\partial 1} + (1 - K_M) r_{\partial 2}}{a} \right] + \\ & \frac{kF}{G \cos \alpha} V_a^2 \left[\frac{h_w}{a} - \frac{K_M \cdot r_{\partial 1} + (1 - K_M) r_{\partial 2}}{a} \right] + \\ & \frac{r_{\partial 1} - r_{\partial 2}}{a} [f(1 - K_M) + K_M \cdot \operatorname{tg} \alpha] - \frac{r_{\partial 2}}{a} \operatorname{tg} \alpha \end{aligned} \right] \cdot \cos \alpha. \quad (23)$$

При $\sum M_{k1} = 0$ и $\sum M_{k2} = 0$ из уравнений (1) и (2), проводя соответствующие преобразования получим

$$m'_1 = \frac{1 - \frac{h}{b} \operatorname{tg} \alpha - f \frac{r_{\partial 2}}{b} - \frac{\dot{V}_a}{g \cos \alpha} \cdot \frac{h}{b} - \frac{kF}{G \cos \alpha} \frac{h_w}{b} V_a^2}{1 + f \frac{r_{\partial 1} - r_{\partial 2}}{L}} \cos \alpha; \quad (24)$$

$$m'_2 = \frac{1 + \frac{h}{a} \operatorname{tg} \alpha + f \frac{r_{\partial 1}}{a} + \frac{\dot{V}_a}{g \cos \alpha} \cdot \frac{h}{a} + \frac{kF}{G \cos \alpha} \frac{h_w}{a} V_a^2}{1 + f \frac{r_{\partial 1} - r_{\partial 2}}{L}} \cos \alpha. \quad (25)$$

Выражения (24) и (25) позволяют рассчитать коэффициенты изменения вертикальной нагрузки на передней и задней осях автомобиля при традиционном подходе, что также соответствует движению автомобиля в ведомом режиме.

Введем коэффициенты уточнения результатов расчета динамических вертикальных реакций

$$K_{ym1} = \frac{m_1}{m'_1} \quad (26)$$

и

$$K_{ym2} = \frac{m_2}{m'_2}. \quad (27)$$

Подставляя выражения (22) и (24) в (26), а соотношения (23) и (25) – в (27), получим

$$K_{ym_1} = 1 + \frac{K_M \cdot r_{\partial 1} + (1 - K_M) \cdot r_{\partial 2} \left(\frac{\dot{V}_a}{g \cos \alpha} + \frac{kF}{G \cos \alpha} V_a^2 \right)}{b} + \frac{1 - \frac{h}{b} \operatorname{tg} \alpha - \frac{\dot{V}_a}{g \cos \alpha} \cdot \frac{h}{b} - \frac{kF}{G \cos \alpha} \frac{h_w}{b} V_a^2 - f \frac{r_{\partial 2}}{b}}{\quad} + \frac{K_M \frac{r_{\partial 1} - r_{\partial 2}}{b} (f - \operatorname{tg} \alpha) + \frac{r_{\partial 2}}{b} (f + \operatorname{tg} \alpha)}{g \alpha - \frac{\dot{V}_a}{g \cos \alpha} \cdot \frac{h}{b} - \frac{kF}{G \cos \alpha} \frac{h_w}{b} V_a^2 - f \frac{r_{\partial 2}}{b}}; \quad (28)$$

$$K_{ym_2} = 1 - \frac{K_M \cdot r_{\partial 1} + (1 - K_M) \cdot r_{\partial 2} \left(\frac{\dot{V}_a}{g \cos \alpha} + \frac{kF}{G \cos \alpha} V_a^2 \right)}{a} + \frac{1 + \frac{h}{a} \operatorname{tg} \alpha + \frac{\dot{V}_a}{g \cos \alpha} \cdot \frac{h}{a} + \frac{kF}{G \cos \alpha} \frac{h_w}{a} V_a^2 + f \frac{r_{\partial 1}}{a}}{\quad} + \frac{\frac{r_{\partial 1} - r_{\partial 2}}{a} [f(1 - K_M) + K_M \operatorname{tg} \alpha] - \frac{f r_{\partial 1} + r_{\partial 2} \operatorname{tg} \alpha}{a}}{1 + \frac{h}{a} \operatorname{tg} \alpha + \frac{\dot{V}_a}{g \cos \alpha} \cdot \frac{h}{a} + \frac{kF}{G \cos \alpha} \frac{h_w}{a} V_a^2 + f \frac{r_{\partial 1}}{a}}. \quad (29)$$

Анализ уравнений (28) и (29) показывает, что учет крутящих моментов на ведущих колесах приводит к увеличению значений динамических вертикальных реакций на передних колесах и к уменьшению на задних.

На рис. 3 приведены графики зависимости коэффициентов уточнения результатов расчета динамических вертикальных реакций на колесах передней и задней оси автомобиля от скорости.

Выводы. 1. В известных исследованиях при расчете динамического перераспределения вертикальных реакций между осями автомобиля не учитывалось влияние крутящих (тяговых) моментов на ведущих колесах, что привело к значительным погрешностям. 2. Полученные выражения для определения вертикальных динамических реакций на передних и задних колесах автомобиля отличаются от известных и позволяют уточнить расчет при учете крутящих моментов на ведущих колесах. 3. При проведении расчетов с учетом крутящего момента как внешнего усилия, точность определения динамических вертикальных реакций на колесах автомобиля была повышена на 6% для передней оси и на 4% для задней.

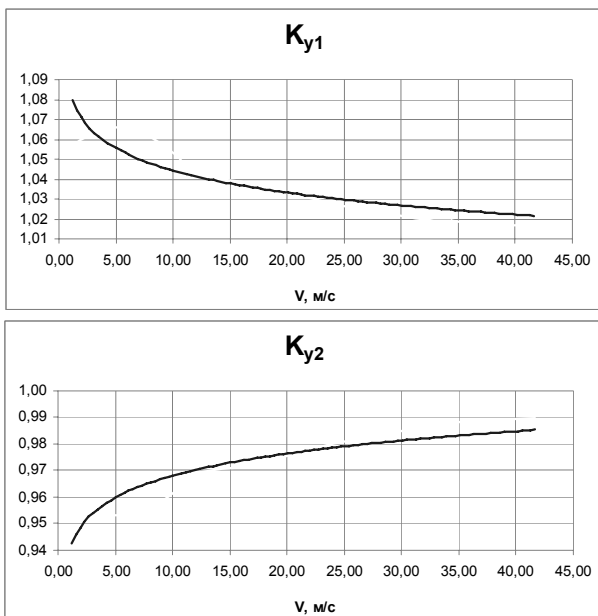


Рисунок 3 – Зависимость коэффициентов уточнения результатов расчета динамических вертикальных реакций на колесах передней оси K_{y1} и задней оси K_{y2} от скорости

Список литературы: 1. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Чудаков Е.А. – М.-Л.: Машгиз, 1940. – 396 с. 2. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Чудаков Е.А. – М.: Машгиз, 1950. – 343 с. 3. Михайловский Е. Теория трактора и автомобиля / Михайловский Е., Цимбалин В. – М.: Государственное издательство сельскохозяйственной литературы, 1960. – 336 с. 4. Чудаков Д.А. Основы теории трактора и автомобиля / Чудаков Д.А. – М.: Издательство сельскохозяйственной литературы, журналов и плакатов, 1962. – 312 с. 5. Иванов В.В. Основы теории автомобиля и трактора / Иванов В.В., Иларионов В.А., Морин М.М. – М.: Высшая школа, 1977. – 245 с. 6. Скотников В.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Скотников В.А., Машенский А.А., Солонский А.С. – М.: Агропромиздат, 1986. – 383 с. 7. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин / Смирнов Г.А. – М.: машиностроение, 1981. – 271 с. 8. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин / Смирнов Г.А. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с. 9. Голомидов А.М. Автомобили с приводом на передние колеса / Голомидов А.М. – М.: Машиностроение, 1972. – 96 с. 10. Львов Е.Д. Теория трактора / Львов Е.Д. – М.: Машгиз, 1960. – 256 с. 11. Волков В.П. Теория эксплуатационных характеристик автомобиля: Навальный посібник / Волков В.П. – Харків: ХНАДУ, 2003. – 292 с. 12. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики / Тарг С.М. – М.: Наука, 1968. – 480 с. 13. Подригало М.А. Качение автомобильного колеса и определение понятия "тяговая сила" / Подригало М.А. // автомобильная промышленность - 2007. - №1. – С.25 – 26

Поступила в редколлегию 27.09.10

А.Ю. РЕБРОВ, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»,
Р.Г. ГРИГО, аспирант НТУ «ХПИ»

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОЛЕСНЫХ СЕЛЬХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ НА ФОРМИРОВАНИЕ И УЛУЧШЕНИЕ ИХ ТЯГОВО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

У статті розглянуті конструктивні параметри та інші чинники, що впливають на тягово-енергетичні показники трактора.

The article deals with the design parameters and other factors affecting the traction-energy performance of the tractor.

Совершенствование технологий сельскохозяйственного производства и конструкции трактора происходит непрерывно и находится в тесной взаимосвязи. Одной из основных задач при выпуске новых колесных машин для сельскохозяйственного производства является улучшение их тягово-энергетических показателей (ТЭП), которые зависят от производительности (Π), буксования (δ), КПД трансмиссии (η_T), загруженности двигателя по мощности (ϵ_N) и моменту (ϵ_M), удельного (на единицу площади) расхода топлива (G_T).

Цель. Краткий обзор конструктивных параметров и природно-производственных факторов, влияющих на показатели колесного сельскохозяйственного трактора.

Основная часть. Производительность (Π) в чистом виде представляет собой произведение $\Pi = Bv$, где B – ширина захвата, м; а v – скорость, с которой трактор, мощностью N_n и массой m_m , выполняет технологическую операцию. Расход топлива на единицу площади $G_T = g_e E_n$, где g_e – удельный расход топлива, кг/(кВт·ч); E_n – удельные (на единицу площади) энергозатраты (Дж/м², Дж/га, кВт·ч/м², кВт·ч/га); в единицах Дж/м² их определяют по формуле [1]

$$E_n = \sigma_N N_n / (Bv) \quad (1)$$

В работе [5] для оценки энергозатрат предложены два коэффициента: E_k и K_e – удельные энергозатраты на единицу удельного тягового сопротивления и производительности. Чем меньше эти коэффициенты, тем эффективнее трактор. Заменив в формуле (1) B на F_{Tn}/K_e , после преобразования получим

$$E_{\text{н}} = K_{\text{о}} E_{\text{т}} \quad (2)$$

$$E_{\text{н}} = M_{\text{т}} / \eta_{\text{т}} \quad (3)$$

где $\eta_{\text{т}}$ – тяговый КПД.

Коэффициент $E_{\text{н}}$ по соотношению $E_{\text{н}} = E_{\text{т}} / K_{\text{о}}$ имеет размерность [Дж/м]/[Н/м]. При безразмерном $E_{\text{н}}$ из равенства (3) по формуле (2) можно выразить удельные энергозатраты с размерностью Н/м, что эквивалентно Дж/м², т.е. $E_{\text{н}}$ – эквивалент удельных энергозатрат $E_{\text{т}}$ независимо от $K_{\text{о}}$ и, следовательно, эквивалент погектарного расхода топлива $G_{\text{т}}$.

Определяющими конструктивными параметрами для показателей производительности и расхода топлива являются: характеристика двигателя, развиваемая мощность и крутящий момент, вес трактора. Эти параметры тесно взаимосвязаны. Как показывают исследования в работе [2] на примере расчета показателей трактора К-700-02-с.-х., производства ЗАО «Тихвинский тракторный завод», увеличение мощности, без изменения массы нецелесообразно: производительность не увеличивается, а энергозатраты, при изменении мощности с 173 кВт до 220 кВт, возрастают на 27%.

Характеристика двигателя и способ реализации тягового диапазона так же существенно влияет на производительность. Для трактора общего назначения тяговый диапазон $\delta_{\text{т}} = 3 \dots 3,5$. Способность двигателя работать в этом диапазоне нагрузок характеризуется коэффициентами приспособляемости по моменту и частоте вращения вала:

$$K_{\text{т}} = M_{\text{макс}} / M_{\text{н}}, \quad K_{\text{н}} = n_{\text{н}} / n_{\text{макс}} \quad (4)$$

где $n_{\text{макс}}$ – частота вращения вала при $M_{\text{макс}}$.

В зависимости от значений $\delta_{\text{т}} / K_{\text{т}}$ и $K_{\text{н}}$ трактор должен иметь разное число передач для преодоления с минимальными энергозатратами постоянно меняющейся нагрузки. Число рабочих передач определяется по формуле:

$$n_{\text{н}} = \frac{1 + \lg(\delta_{\text{т}} / E_{\text{т}})}{\lg E_{\text{н}}} \quad (5)$$

При $K_{\text{т}} = 1,08 \dots 1,18$; $K_{\text{н}} \approx 1,46$ и рабочем диапазоне $n_{\text{н}} - n_{\text{макс}}$ число передач $n_{\text{о}} = 9$; используя диапазон $n_{\text{н}} - n_{\text{с}}$, где $n_{\text{с}}$ – соответствует минимальному расходу топлива, число передач $n_{\text{о}} = 27$. Расход топлива

снижается, но возникает необходимость автоматизации переключения передач[3].

Наиболее эффективным в плане реализации тягового усилия и удельного расхода топлива является двигатель постоянной мощности (ДПМ). К ДПМ можно отнести компрессорно-поршневой двигатель (ДКП) [8]. Основные преимущества ДКП перед дизелем: регулируемая скоростная характеристика без регуляторного участка; наличие крутящего момента во всем скоростном диапазоне $n_e=0 \dots 2000 \text{ мин}^{-1}$ (даже в случае принудительной остановки вала); имеет индикаторный КПД, близкий к карбюраторным ДВС, газовая ниже в 6 раз.

Передаточное число трансмиссии определяется режимом работы трактора. Различается три режима: по минимуму энергозатрат $E_k \rightarrow \min$, по максимуму тягового КПД $\eta_T \rightarrow \max$ и комбинированный $E_k + 1/\eta_T \rightarrow \min$. Диапазон относительных передаточных чисел по всем критериям для колесных сельскохозяйственных тракторов обычно составляет 42,2-82,7 [4]. Выбор оптимального числа рабочих передач и относительных передаточных чисел должен соответствовать критериям оптимальности

$$\Delta P_{TP} = |P_{TP(j-1)} - P_{TPj}| \rightarrow \min, \quad (6)$$

$$\Delta N_{TP} = |N_{TP(j-1)} - N_{TPj}| \rightarrow \min, \quad (7)$$

$$\Delta E_k = |E_k(j-1) - E_kj| \rightarrow \min, \quad (8)$$

где $j=2, \dots, n_0$ – номер передачи с учетом, что $i_{k1} = i_{kmax}$ (n_0 – число рабочих передач). Чем меньше указанные разности, тем выше экономичность трактора, так как его работа происходит с большей загрузкой двигателя вследствие более плавного и широкого маневрирования скоростями движения. Так же при расчете передаточного числа трансмиссии i_{TP} необходимо учитывать динамический радиус колеса r_k . Так как $i_k = \frac{i_{TP}}{r_k} = \text{const}$ изменение r_k влияет на передаточное число трансмиссии i_{TP} , следовательно, на суммарное количество зубьев колес [4]. По результатам расчетов в работе [6] понятно, что изменение динамического радиуса колеса Δr_k , за время рабочего хода трактора, может достигать 0,05м при $r_k=0,8\text{м}$.

Шина является важным конструктивным параметром в плане реализации тягового усилия. Теоретический анализ [5] показывает, что увеличение размеров шины (диаметра и ширины) при одинаковой

вертикальной нагрузке на шину приводит к улучшению ее тягово-сцепных качеств, а следовательно и к улучшению тягово-энергетических показателей трактора в целом. Вместе с тем, рост параметров шины приводит повышению веса трактора и стоимости шин. В результате исследования установлено, что для каждого типоразмера шин ведущих колес трактора существует оптимальная весовая нагрузка, при которой колесо развивает максимальный КПД.

На эффективность работы трактора так же влияет множество природно-производственных факторов, определяющих его показатели. Основные из них, которые можно учесть при проектировании: длина гона L , м; удельное сопротивление почвы k_0 , Н/м²; угол склона; изменение тягового сопротивления ΔK – из-за влияния скорости и f – из-за сопротивления качению.

Длина гона – основной фактор, определяющий производительность на данной операции. Для каждой длины существует производительность, при дальнейшем увеличении которой (т.е. при увеличении мощности трактора) возрастают приведенные затраты и эффективность трактора снижается.

Как показывают исследования [7], для конкретной зоны эксплуатации оптимальные показатели трактора определяются обобщенным параметром – чистой производительностью, соответствующей минимальным приведенным затратам и зависящей в основном от длины гона.

Выводы. Таким образом, при изучении влияния конструктивных параметров сельскохозяйственных машин на формирование и улучшение их тягово-энергетических показателей необходим комплексный подход, подробное рассмотрение и учет всех факторов, как технических, так и природных, оказывающих влияние на тягово-энергетические показатели трактора.

Список литературы: 1. Самсонов В.А. Оценка эффективности и сравнение тракторов при проектировании и модернизации// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006, №3. 2. Самсонов В.А. Численные методы в теории трактора// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2005, №8. 3. Самсонов В.А. Численные методы в теории трактора// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2005, №9. 4. Самсонов В.А. Численные методы в теории трактора// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006, №4. 5. Гуськов А.В. Оптимизация тягово-сцепных качеств тракторных шин// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007, №7. 6. Самсонов В.А. Расчет передаточных чисел трансмиссии трактора// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2001, №4. 7. Самсонов В.А. Расчет показателей трактора с учетом влияния природно-производственных факторов// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007, №4. 8. Пылаев Б.В. Компрессорно-поршневой двигатель и его термодинамический расчет// Вестник машиностроения. – 1996, №12.

Поступила в редколлегию 29.09.2010

В.Б. САМОРОДОВ, д-р. техн. наук, НТУ «ХПИ»,
В.Р. МАНДРЫКА, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»,
А.О. ОСТРОВЕРХ, аспирант, НТУ «ХПИ»,
М.Н. БАЙЦУР, гл. кон-тр, ХЗТО (г. Харьков),
В.С. ОСТАЩЕНКО, зам. гл. кон-тра, ХЗТО (г. Харьков)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ДВУХПОТОЧНОЙ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ ОБОРУДОВАННОГО ДЛЯ РЕМОНТА НЕФТЯНЫХ И ГАЗОВЫХ СКВАЖИН

Запропоновано структурну схему та математичну модель безступінчатої двухпоточної гідрооб'ємно механічної трансмісії для установки УПА-80ПХ на базі шасі автомобіля Краз-63221-02 і представлені результати її моделювання.

The skeleton diagram and mathematical model stepless two-flow hydrovolumetric a mechanic transmission for installation УПА-80ПХ on the basis the chassis of automobile KrAz-63221-02 is offered and outcomes of its simulation are submitted.

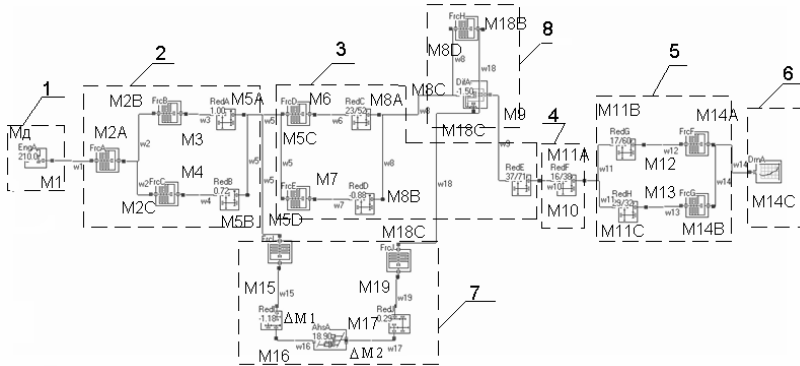
Введение. Постоянная добыча нефти и газа приводит к уменьшению их запасов, что в свою очередь приводит к разработке и усовершенствованию техники и методов их добычи. Это связано с увеличением глубин залегания данных видов топлива в земле. Необходимость в модернизации парка мобильных машин для добычи ремонта нефтяных и газовых скважин задача важная и актуальная.

Анализ последних достижений и публикаций. Одним из основных разработчиков установок для ремонта, добычи нефти и газа на Украине является Харьковский завод транспортного оборудования (ХЗТО). На предприятии на полноприводном (6x6) шасси автомобиля КрАЗ-63221-02 выпускается установка подъемная автомобильная УПА-80ПХ предназначенная для освоения и ремонта нефтяных и газовых скважин, для ведения буровых работ забойными двигателями или роторным способом [1]. Установка позволяет осуществлять подъем и опускание колонны из труб весом 80 тонн. Основные операции, выполняемые на базе шасси автомобиля, это трогание с места и подъем колонны из труб, а также процесс опускания, осуществляемый под действием собственного веса. При опускании участвует ленточный тормоз, который удерживает колонну в процессе сборки труб и в дальнейшем при ее опускании в скважину с определенной скоростью [2], пробуксовывает и перегревается. Это требует дополнительных временных затрат на остывание тормозной системы, приводит к повышенному износу тормозных накладок, снижает производительность труда. Применение дополнительных тормозных систем в базовой конструкции не предусмотрено.

Цель и постановка задачи. Разработка математической модели бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии (ГОМТ), которую предлагается использовать на машинах типа УПА-80ПХ, как более эффективную и современную.

Используя методику матричного трансмиссионного анализа, получившего широкое развитие в работах [2-6], и наиболее адекватно и эффективно описывающего работу «двигатель-трансмиссия». Была разработана модель автомобильной установки УПА-80ПХ, позволяющая провести кинематический силовой и энергетический анализ трансмиссии. Получены уравнения описывающие состояния управляющих элементов восьми диапазонов и уравнения, описывающие статическую, кинематическую и динамическую модель автомобильной установки УПА-80ПХ.

Используя разработанную модель штатной конструкции автомобильной установки УПА-80ПХ, составлена структурная схема бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии (рис. 2).



1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – коробка перемены передач; 3 – промежуточная опора и цилиндрический редуктор; 4 – редуктор; 5 – цепная передача; 6 – барабан; 7- гидрообъемная передача с редукторами; 8-трехзвенный планетарный механизм

Рисунок - Структурная схема двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии

На рисунке 2 EngA – двигатель, RedA, RedB, ..., RedJ – редуктора, FrcA, FrcB, ..., FrcJ – фрикционы, AhsA – гидрообъемная передача DifA – трехзвенный планетарный механизм, DmA – барабан.

Математическая модель, описывающая двухпоточную гидрообъемно-механическую трансмиссию, представляется в следующем виде:

$$i_A \cdot \omega_3 - \omega_5 = 0 \quad (1) \quad i_G \cdot \omega_{11} - \omega_{12} = 0 \quad (7)$$

$$i_B \omega_4 - \omega_5 = 0 \quad (2) \quad i_H \cdot \omega_{11} - \omega_{13} = 0 \quad (8)$$

$$i_C \cdot \omega_6 - \omega_8 = 0 \quad (3) \quad i_I \cdot \omega_{15} - \omega_{16} = 0 \quad (9)$$

$$i_D \cdot \omega_7 - \omega_8 = 0 \quad (4) \quad -qe \cdot \omega_{16} + q \cdot \omega_{17} = k \cdot \Delta p \quad (10)$$

$$i_E \cdot \omega_9 - \omega_{10} = 0 \quad (5) \quad \omega_8 - k_A \cdot \omega_{18} + (k_A - 1) \cdot \omega_{19} = 0 \quad (11)$$

$$i_F \cdot \omega_{10} - \omega_{11} = 0 \quad (6) \quad i_J \cdot \omega_{17} - \omega_{19} = 0 \quad (12)$$

$$I \cdot \omega_1 = M_{\bar{A}} - M_1 \quad (13) \quad -M_{16} - eq\Delta p + \Delta M_1 = 0 \quad (23)$$

$$-M_3 \cdot \eta^{signN_3} + i_A \cdot M_{5A} = 0 \quad (14) \quad M_{17} + q\Delta p + \Delta M_2 = 0 \quad (24)$$

$$-M_4 \cdot \eta^{signN_4} + i_B \cdot M_{5B} = 0 \quad (15) \quad M_{8C} \cdot \omega_8 \cdot \eta^{signN_8} + M_{18A} \cdot \omega_{18} \cdot \eta^{signN_{18}} - M_9 \cdot \omega_9 = 0 \quad (25)$$

$$M_{8C} \cdot \omega_8 \cdot \eta^{signN_8} + M_{18A} \cdot \omega_{18} \cdot \eta^{signN_{18}} - M_9 \cdot \omega_9 = 0 \quad (25)$$

$$-M_6 \cdot \eta^{signN_6} + i_C \cdot M_{8A} = 0 \quad (16) \quad M_{8C} + M_{18A} - M_9 = 0 \quad (26)$$

$$-M_7 \cdot \eta^{signN_7} + i_D \cdot M_{8B} = 0 \quad (17) \quad -M_{17} \cdot \eta^{signN_{17}} + i_J \cdot M_{19} = 0 \quad (27)$$

$$M_9 \cdot \eta^{signN_9} + i_E \cdot M_{10} = 0 \quad (18)$$

$$-M_{10} \cdot \eta^{signN_{10}} + i_F \cdot M_{11A} = 0 \quad (19) \quad M_{2A} + M_{2B} + M_{2C} = 0 \quad (28)$$

$$M_{5A} + M_{5B} + M_{5C} + M_{5D} + M_{5E} = 0 \quad (29)$$

$$M_{11B} \cdot \eta^{signN_{11}} + i_G \cdot M_{12} = 0 \quad (20) \quad M_{8A} + M_{8B} + M_{8C} + M_{8D} = 0 \quad (30)$$

$$M_{11C} \cdot \eta^{signN_{11}} + i_H \cdot M_{13} = 0 \quad (21) \quad M_{11A} + M_{11B} + M_{11C} = 0 \quad (31)$$

$$M_{15} \cdot \eta^{signN_{15}} + i_I \cdot M_{16} = 0 \quad (22) \quad M_{14A} + M_{14B} + M_{14C} = 0 \quad (32)$$

$$M_{18A} + M_{18B} + M_{18C} = 0 \quad (33)$$

Уравнения (1) – (9) и (12) описывают редукторы с передаточными отношениями i_A, i_B, \dots, i_J , и кинематику всех звеньев, каждое из которых имеет свою угловую скорость ω_j ($j=1..18$)

Уравнения (11) на основе соотношения Виллиса описывают кинематику трехзвенных планетарных механизмов с внутренними передаточными отношением k_A .

Уравнение (10) – уравнение баланса рабочей жидкости в ГОП с максимальной производительностью q , перепадом давления Δp , параметром регулирования ГОПе.

В дифференциальном уравнении (13), описывающем работу двигателя, M_D – активный момент, развиваемый двигателем, а M_1 – момент нагрузки, приложенный к коленчатому валу двигателя, I – приведенный момент инерции.

В уравнениях (23), (24) моментов на ГОП $\Delta M1$ и $\Delta M2$ – моменты потерь на управляемой и неуправляемой гидромашине соответственно, которые рассчитываются по известным соотношениям математической модели потерь Городецкого К.И. в аксиально-поршневых гидромашинах объемного типа [7,8].

Уравнения (13) – (22), (27) описывают баланс моментов нагрузки на входных и выходных валах редукторов с учетом возможного направления потоков мощности и КПД зубчатых зацеплений.

Уравнения (25), (26) – уравнения равновесия моментов и баланса мощностей для планетарного ряда с внутренним передаточным отношением k_A . Уравнения (28)-(33) являются уравнениями баланса моментов (уравнения связей) на звеньях.

Предлагаемая двухпоточная гидрообъемно-механическая трансмиссия состоит из восьми передач. Система уравнений связи, описывающая состояния управляющих элементов для основного диапазона работы УПА-80 ПХ (включен фрикцион $FrcA, FrcB, FrcD, FrcI, FrcJ, FrcF$), имеют вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_1 - \omega_2 = 0; \quad -M_1 + M_{2A} = 0; \quad \omega_2 - \omega_3 = 0; \\ M_{2B} + M_3 = 0; \quad M_{2C} = M_4 = 0; \quad \omega_5 - \omega_6 = 0; \\ M_{5C} + M_6 = 0; \quad M_{5D} = M_7 = 0; \\ \omega_{12} - \omega_{14} = 0; -M_{12} + M_{14A} = 0; M_{13} = M_{14B} = 0; \\ M_{8D} = M_{18B} = 0; \quad \omega_5 - \omega_{15} = 0; \quad M_{5E} - M_{15} = 0; \\ \omega_{18} - \omega_{19} = 0; \quad M_{18C} - M_{19} = 0. \end{array} \right\} (34)$$

Таким образом, уравнения описывающие состояния управляющих элементов (34) и уравнения (1–33) описывают статическую, кинематическую и динамическую модель двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссии.

В ходе исследований трансмиссии с бесступенчатой двухпоточной ГОМТ предлагается использование объемного гидропривода ГСТ-90. Основными варьируемыми параметрами при исследованиях являлись обороты ДВС $\omega_{ДВС}$, передаточное число редуктора i_j , внутренние передаточное отношение планетарного ряда k_A . Основные исследуемые параметры – КПД трансмиссии $\eta_{тр}$, момент двигателя $M_{ДВС}$, угловая скорость барабана $\omega_{Бар}$, момент на барабане $M_{Бар}$, давление в гидросистеме Δp , КПД ГОП $\eta_{ГОП}$, параметр регулирования e гидронасоса.

В таблице 1 представлены результаты моделирования бесступенчатой двухпоточной ГОМТ, позволяющие остановить машину с максимальной силой на крюке 80 тонн, без помощи ленточных тормозов.

Анализируя результаты можно сделать вывод, что наиболее подходящими рациональными параметрами для подъема 80 тонн являются передаточные числа планетарного ряда $k_A = -2,0 \dots -1,0$; передаточное число

редуктора $i_j = 4$; КПД трансмиссии $\eta_{тр} = 0,7 \dots 0,75$; момент двигателя $M_{двс} = 1107 \dots 1117 \dot{I} \cdot \dot{i}$; угловая скорость барабана $\omega_{бар} = 3,61 \dots 3,99$ рад/с; давление в гидросистеме $\Delta p = 31,34 \dots 23,63$ МПа и параметр регулирования гидронасоса $e=1$. Остановка 80 тонн возможна при изменении параметра регулирования гидронасоса в интервале $e = -0,82 \dots -1$, и передаточных числах $k_A = -2,0 \dots -1,0$ и $i_j = 4$.

Таблица 1 – Результаты моделирования при $i_j=4$ для 80 тонн

k_A	$\eta_{тр}$	$M_{двс}$ $\dot{I} \cdot \dot{i}$	$\omega_{бар}$ рад/с	$M_{бар}$ Н*м	Δp МПа	$\eta_{гоп}$	Остановка при помощи ГОП		
							e	Δp , МПа	$\eta_{гоп}$
-4,5	0,65	1099	3,2	38116	38,15	0,648	-0,05	33,6	0,074
-4,0	0,66	1101	3,25	38116	37,33	0,653	-0,06	32,87	0,107
-3,5	0,67	1104	3,32	38116	36,33	0,659	-0,1	31,51	0,199
-3,0	0,68	1107	3,39	38116	35,08	0,666	-0,17	31,12	0,377
-2,5	0,7	1111	3,49	38116	33,48	0,675	-0,25	28,95	0,444
-2,0	0,72	1117	3,61	38116	31,34	0,686	-0,82	-31,57	0,641
-1,5	0,75	1126	3,77	38116	28,35	0,701	-0,99	-28,56	0,698
-1,0	0,79	1128	3,99	38116	23,63	0,722	-1	19,98	0,742

Выводы. 1. Предложена структура и разработана новая математическая модель бесступенчатой двухпоточной ГОМТ для установки УПА-80ПХ на базе шасси автомобиля КраЗ-63221-02. 2. Представлены результаты моделирования бесступенчатой двухпоточной ГОМТ позволяющие остановить машину с силой на крюке 80 тонн без использования ленточного тормоза. 3. Предлагается в качестве основного тормоза использование бесступенчатой двухпоточной ГОМТ, а дополнительного – ленточные тормоза.

Список литературы: 1. <http://www.neftcom.ru/catalog?item=82>. 2. Руководство по эксплуатации 69УПА.00.00.000.РЕ. Установка подъемная УПА-80ПХ. 3. Самородов В.Б. Генерация матричных моделей для гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида // Системотехника автомобильного транспорта. - Харьков: ХГАДГУ. - 1999. - С.61-68. 4. Самородов В.Б. Научное обоснование структуры силовых матричных систем, моделирующих работу гидрообъемно-механических трансмиссий // Вестник ХГПУ. - Харьков: ХГПУ. - 2000. - №47. - С.33-37. 5. Самородов В.Б. Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий // Механика и машиностроение. - Харьков: НТУ "ХПИ". - №1, 1998. - С.109-115. 6. Самородов В.Б. Системный подход к генерации математических матричных моделей для планетарных механических и гидрообъемно-механических трансмиссий произвольного вида // Вестник ХГПУ. - Харьков: ХГПУ. - 1999. - №46. С.51-54. 7. Александров Е.Е., Самородов В.Б., Волонцевич Д.О., Палащенко А.С. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования. – Харьков, ХГПУ.-185 с. 8. Александров Е.Е., Лебедев А.Т., Самородов В.Б. и др. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин // – Харьков: ХГАДТУ, 2001.-642 с.

Поступила в редколлегию 20.09.10

А.В.СТЕПАНОВ, канд. техн. наук, ХНАДУ (г. Харьков)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРОКА СЛУЖБЫ АВТОСАМОСВАЛОВ КРАЗ, РАБОТАЮЩИХ НА ПОРОДНЫХ ОТВАЛАХ

У статті запропонований метод визначення амортизаційного пробігу, що дозволяє провести в АТП індивідуальне вибракування автомобілів на основі фізичного зношування

In the article the offered method of determination of depreciation run, that allows to conduct in ATP of individual vibrakuvannya cars on the basis of physical depreciation

Введение. Несомненно, что единственным объективным критерием, характеризующим физический износ автосамосвалов КРАЗ, вывозящих горную породу, является объем выполненной ними транспортной работы, или оптимальный пробег в реальных условиях эксплуатации (предел рационального использования машины). В связи с этим нет практического смысла в определении оптимальных сроков службы автосамосвалов в годах.

Анализ последних достижений и публикаций. В работах [1 - 7] сделана попытка увязать оптимальные сроки службы грузовых автомобилей с экономически целесообразными предельными пробегами. При этом, срок службы автомобилей не увязывается с режимами их эксплуатации, количеством рабочих смен, грузоподъемностью. В работах не рассмотрена взаимосвязь сроков службы самосвалов или их пробегов с горнотехническими и дорожными условиями эксплуатации.

Цель и постановка задачи. Для объективного определения амортизационного пробега автосамосвалов на породных отвалах необходимо классифицировать условия их работы в зависимости от: характера перевозимых пород (их крепости, крупности кусков, абразивности и др.); величины загрузки грузовой платформы (динамики нагрузок на узлы автомобиля при погрузке); дорожных условий (вида покрытия, неровности поверхности, углов наклона трассы, суммарной протяженности наклонных участков, числа и величины радиусов поворотов и др.).

Математическая модель определения амортизационного пробега. В общем виде амортизационный пробег автосамосвала можно представить, как функцию указанных факторов

$$L_{ам} = f(\Phi_{II}, w_c, i, \Sigma l_i, r_{св}, n_q, P_T, P_D, K_G), \quad (1)$$

где $\Phi_{п}$ – физико-механические свойства перевозимых пород;
 w_0 - удельное сопротивление качению;
 i - уклон дороги;

Σl_i - суммарная протяженность наклонных участков трассы;

$r_{св}$ - средний радиус поворотов на трассе;

$n_{ч}$ - число поворотов на трассе;

P_m - нагрузочный режим работы двигателя и тормозов;

P_d - динамический режим загрузки и автомобилей;

K_s - коэффициент готовности автомобиля.

Так как техническая скорость движения автосамосвала (v_T) так же является функцией большинства указанных факторов, то $L_{ам}=f(v_T)$.

Среднетехническая скорость движения автосамосвала объективно отражает сложность условий эксплуатации.

Сложность условий эксплуатации автосамосвалов целесообразно оценивать в баллах. Физико-механические свойства транспортируемых пород (коэффициент агрессивности), которые непосредственно влияют на физический износ машины, можно выразить условно в виде суммы

$$\Phi_{и} j | \gamma | K_p, \quad (2)$$

где j - крепость по шкале проф. М. М. Протодряконова, влияет непосредственно на износ кузова;

γ - объемная масса транспортируемой породы;

K_p - коэффициент разрыхления породы, который характеризует ее среднюю кусковатость.

Последние два показателя влияют на динамический режим загрузки автосамосвала P_d .

Трудность условий эксплуатации автосамосвала, определяемая характером перевозимых пород, с учетом динамического режима загрузки, будет равна

$$\Phi_{и}^D = (j + \gamma + K_p) P_d \text{ в баллах} \quad (3)$$

Так как механическое воздействие на узлы автосамосвала пропорционально массе выгружаемой из бункера горной породы, то можно принять $P_d=1$ - для бункера с номинальной загрузкой кузова.

Для породы с $j = 8$, $\gamma = 3 \text{ т/м}^3$, $K_p = 1,5$ и бункера загрузки $\Phi_{и}^D = 12,5$ балла. Из теории движения автомобиля известно, что выполняемая им транспортная работа прямо пропорциональна удельному сопротивлению качению, величине уклона, его протяженности и т. д. Поэтому трудность дорожных условий будет оцениваться в баллах следующим образом. Характер покрытия дороги - числом баллов, равным величине удельного сопротивления

качению, например, $W_0 = 15$ кг/т - 15 баллов. Сложность трассы в плане - числом баллов, равным сумме

$$\sum_i^n w_{Ri} \cdot l_{Ri}, \quad (4)$$

где w_{Ri} - удельное сопротивление движению на кривой радиусом R_i ,

l_{Ri} - длина кривой радиусом R_i , км.

Сложность продольного профиля дороги - числом баллов, равным сумме

$$\sum_i^n i_i \cdot l_i, \quad (5)$$

где i_i - величина уклона i -го участка дорог, %;

l_i - длина i -го наклонного участка дороги, км.

Увеличение амортизационного пробега при повышении конструктивной надежности автосамосвалов последующего выпуска к предыдущему можно учесть отношением

$$K_u = \frac{K_{\Gamma i}}{K_{\Gamma(i-1)}}, \quad (6)$$

где $K_{\Gamma i}$ - коэффициент готовности автомобилей i -го года выпуска;

$K_{\Gamma(i-1)}$ - коэффициент готовности автомобилей предыдущего года выпуска.

Таким образом, показатель условий эксплуатации автосамосвалов КрАЗ на породных отвалах можно выразить в баллах, как

$$T_{\text{э}} = \Phi_u^D w_{\text{осв}} \sum_l^n w_{Rl} l_{Rl} \sum_l^n i_l l_l, \quad (7)$$

На одном и том же породном отвале показатель трудности эксплуатации автосамосвалов неодинаков. Он меняется в зависимости от развития породного отвала и сезона года. Неодинаковые условия эксплуатации объективно приводят к различному физическому износу автосамосвалов.

Таким образом, нельзя назвать какую-либо одну величину предельного (амортизационного) пробега для однотипных автомобилей и необходимо дифференцировать пробеги в зависимости от условий эксплуатации машин.

Предлагаемый метод, естественно, должен базироваться на сравнении конкретных условий эксплуатации автосамосвалов с эталонными.

Величина амортизационного пробега автосамосвала в реальных условиях определяется из выражения

$$L_{ам} = L_{амэ} \frac{T_{ээ}}{T_э} K_u \text{ тыс.км} \quad \text{или} \quad L_{ам} = L_{амэ} \frac{K_u}{K_{T_э}}, \quad (8)$$

где $T_{ээ}$ - показатель трудности эксплуатации автомобиля в эталонных условиях,

$T_э$ - то же в реальных условиях;

$K_{T_э}$ - коэффициент трудности эксплуатации, равный $\frac{T_{ээ}}{T_э}$.

Проведенные исследования показали, что на различных породных отвалах в Донецкой области амортизационные пробеги автосамосвалов КрАЗ разные. Всё это даёт основания классифицировать породные отвалы по условиям эксплуатации автосамосвалов следующим образом.

Породные отвалы с легкими условиями эксплуатации имеющие показатель трудности эксплуатации в пределе – 100 баллов, со средними – 100 - 150, с трудными – 150 баллов.

Выводы. Предлагаемый метод определения амортизационного пробега позволяет вести в АТП индивидуальную выбраковку автосамосвалов на основе единственно объективного критерия – физического износа, являющегося функцией условия эксплуатации.

Список литературы: 1. *Карпенко В. Г.* Зимняя эксплуатация колесных и гусеничных машин / Карпенко В. Г. - Воениздат, 1958. - 78 с. 2. *Кричевский Ю. И.* Влияния климата на надёжность машин и механизмов / Кричевский Ю. И. - Минск: Наука и техника. - 1968. - 90 с. 3. *Васильев М. В.* Эксплуатация карьерного автотранспорта / М. В. Васильев, В. П. Смирнов, А. А. Кулешов. - М. : Недра, 1979. - 126 с. 4. *Фетисов В.А.* Опыт организации работы большегрузных автосамосвалов на Донском ГОКе / Фетисов В.А. // Горный журнал. - 1982. - № 3. - С. 14, 15. 5. *Дербасов Н. М.* Повышение срока службы угольных машин и механизмов / Н. М. Дербасов // Вестник машиностроения. - 1958. - № 8. - С. 12–15. 6. *Дербасов Н. М.* Повышение срока службы угольных машин и механизмов / Н. М. Дербасов // Вестник машиностроения. - 1958. - № 8. - С. 12–15. 7. *Михайловский Н. М.* Влияние запыленности воздуха на износ машин / Н. М. Михайловский // Тракторы и сельхозмашины. - 1961. - № 3. - С. 5-15. 8. Совершенствование оперативного контроля запыленности воздуха в угольных шахтах / В. И. Голынько, В. Е. Колесник, В. П. Белоношко [и др.] // Уголь Украины. Сб. науч. тр. - К. :Техника. - 1996. - №8. - С. 37 – 39.

Поступила в редколлегию 29.09. 2010

О.Ю.ТКАЧЕВ, студент, НТУ «ХПИ»

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ

У статті розглянуто екологічні та економічні показники автомобіля з двигуном внутрішнього згорання та електромобіля, їх вплив на екологію та життєдіяльність людини. Проведений порівняльний аналіз переваг та недоліків в роботі автомобілів.

The article deals with environmental and economic performance of the car with internal combustion engine and electric vehicles, their impact on the environment and vital activity of man. The comparative analysis of advantages and disadvantages in the car.

На сегодняшний день одной из глобальных проблем в мире является загрязнение окружающей среды. Данная проблема возникла в основном по двум взаимосвязанным причинам: неуклонный рост населения планеты и резкое возрастание в ходе научно - технической революции потребления различных источников энергии. Так, если численность населения земного шара в 1900 г. составляла 1,7 млрд. чел., то к концу XX в. Достигла 6,2 млрд чел. (прогноз на 2050 г. – более 8 млрд. чел.). Со середины XIX в. в результате промышленной, а затем научно – технической революции человечество в десятки раз увеличило потребление ископаемого топлива (уголь, нефть, природный газ и др.) в качестве источника энергии. С появлением новых средств передвижения (паровоз, пароход, автомобиль) и развитием теплоэнергетики (ТЭС) значительно возросли темпы потребления, особенно нефти и природного газа во второй половине XX в. С одной стороны, все это превратило нефть и природный газ в фундамент благополучия многих стран, а с другой – в мощный источник глобального загрязнения нашей планеты. Ежегодно по данным статистики в мире сжигается более 9 млрд. т. условного топлива, что приводит к выбросу в окружающую среду более 20 млрд. т. диоксида углерода (CO₂) и более 700 млн. т. различных соединений.

Постановка задачи. Основная причина загрязнения воздуха заключается в неполном и неравномерном сгорании топлива. Всего 15% его расходуется на движение автомобиля, а 85% попадает в атмосферу с отработавшими газами. В электромобилях выброс отработавших газов отсутствует, так как в нем используется не двигатель внутреннего сгорания с преобразованием тепловой энергии при сгорании смеси в цилиндрах в механическую для получения силы необходимой для движения, а электродвигатель, который по средством явления электромагнитной индукции способен преобразовать электрическую энергию аккумуляторной батареи (АКБ) в механическую силу привода электромобиля. [1]

В условиях сильного городского шума происходит постоянное напряжение слухового анализатора. Шум в больших городах сокращает продолжительность жизни человека, по данным австрийских исследователей, это сокращение колеблется в пределах 8 – 12 лет. Шум мешает людям

работать и отдыхать, снижает производительность труда. В электромобиле (ЭМ) отсутствуют элементы вызывающие шум (двигатель внутреннего сгорания (ДВС), коробка передач (КП), карданная передача, выхлопная система), электромобиль является бесшумным транспортным средством.

Для сгорания 1 кг топлива необходимо 13,6 кг воздуха. Автомобиль, который двигается в среднем 80 – 90 км/ч превращает в углекислоту столько же кислорода, сколько 300 – 350 человек. Электромобиле ни топливо, ни кислород для осуществления движения не нужны.

Вибрация также является основным показателем пагубно влияющим на человека. Вибрация – это колебательное движение материальных тел. Она возникает при движении автомобиля по неровностям в износившихся соединениях элементов автомобиля (крепления кузова, амортизационных элементов), работа двигателя, коробки передач, а так же др. агрегатов и узлов вызывает высокую частоту вибраций, что влияет в первую очередь на водителя. [2]

Экономический показатель. Автомобиль с ДВС является дорогостоящим объектом в своей среде применения. Он имеет довольно высокую стоимость, также его обслуживание и ремонт требует значительных материальных вложений. На порядок ниже стоимость электромобиля. Ему не нужно так часто проходить ТО, постоянно что-то регулировать, менять. В электромобиле требуют внимание в основном АКБ. [3]

Автомобиль потребляет на 100 км примерно 7-10 л. топлива, что при стоимости 1 л топлива примерно 7,0 грн. Приводит к тому, что водитель тратит 49 – 70 грн. на 100км, а электромобиль при ориентировочной стоимости электроэнергии 0,38 грн. за 1 кВт, при пробеге в 100 км требует около 20 кВт/ч и соответственно 7,6 грн. Примерно в 6,4 раза электромобиль потребляет электроэнергии меньше, чем обычный автомобиль топлива.

Для решения данных задач необходимо:

1. Постепенный переход на электротягу, создание автомобилей которым не нужно топливо, а электроэнергия;
2. Создание новых конструкций кузовов автомобилей, они должны иметь меньший удельный вес и простоту конструкции;
3. Применение различных компоновок ЭМ – электродвигатель спереди, сзади или применять мотор – колесо; [4]
4. Батареи использовать с большей емкостью и меньшим собственным весом;
5. Построение заправочных станций с использованием солнечных батарей и ветроэнергетических установок;
6. Построение дорог с элементами подзарядки АКБ при движении.

Элементы позволяющие реализовать задачи:

Электромобиль – транспортное средство, ведущие колеса которого приводятся в движение от электродвигателя питаемого электробатареями. [5]

Основным элементом, который позволит решить задачу внедрения электромобилей в городской цикл движения и на более дальние расстояния -

это применение аккумуляторных батарей с большей емкостью и меньшим весом (литий – ионных батарей).

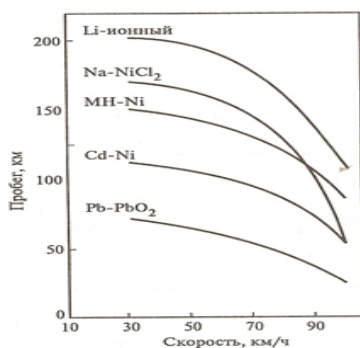


Рисунок 1 - Зависимость пробега электромобилей между зарядами от скорости движения

Применяют различные виды АКБ: свинцовые; никель – кадмиевые; никель – железные; никель – металлгидридные; никель – цинковые; серебряно – цинковые и серебряно – кадмиевые; никель – водородные; литий – ионные; литий – полимерные.

Сравнение с ДВС — преимущества:

- Отсутствие вредных выхлопов в месте нахождения электромобиля.
- Относительная простота конструкции и управления, высокая надёжность и долговечность экипажной части (до 20—25 лет) в сравнении с обычным автомобилем.
- Возможность подзарядки от бытовой электрической сети (розетки), но такой способ в 5—10 раз дольше, чем от специального высоковольтного зарядного устройства.
- Электромобиль — единственный вариант применения на легковом автотранспорте дешевой (по сравнению с бензином) энергии, вырабатываемой АЭС, ГЭС и электростанциями других типов.
- Массовое применение электромобилей смогло бы помочь в решении проблемы «энергетического пика» за счёт подзарядки аккумуляторов в ночное время. [6]
- ТЭД имеют КПД до 90-95 % по сравнению с 22-60 % у ДВС.
- Меньший шум за счёт меньшего количества движимых частей и механических передач.
- Высокая плавность хода с широким интервалом изменения частоты вращения вала двигателя.
- Возможность подзарядки источников энергии во время рекуперативного торможения.
- Возможность торможения самим электродвигателем (режим электромагнитного тормоза) без использования механических тормозов — отсутствие трения и соответственно износа тормозов. [7]

- Около 10 % энергии теряется в коробке передач и других элементах трансмиссии. Для решения этой проблемы компания Mitsubishi Motor разработала колесо с встроенным электродвигателем (мотор-колесо). Система получила название *Mitsubishi In-wheel motor Electric Vehicle (MIEV)*. Аналогичное мотор-колесо разработала Toyota. Прототип автомобиля Toyota *Fine-T* может поворачивать колёса перпендикулярно оси автомобиля, что позволяет значительно упростить парковку.

Сравнение с ДВС — недостатки:

- Аккумуляторы хорошо работают при движении электромобиля на постоянных скоростях и при плавных разгонах. При резких стартах тяговые АКБ теряют много энергии. Для увеличения пробега электромобиля необходимы специальные стартовые системы, например, на конденсаторах, а также применение систем рекуперации энергии (экономия до 25 %).

- Проблемой является производство и утилизация аккумуляторов, которые часто содержат ядовитые компоненты (например, свинец или литий) и кислоты.

- Часть энергии аккумуляторов тратится на охлаждение или обогрев салона автомобиля, а также питание прочих бортовых энергопотребителей (например, свет или воздушный компрессор). Предпринимаются усилия, чтобы решить эту проблему с использованием топливных элементов, ионисторов и фотоэлементов.

- Для массового применения электромобилей требуется создание соответствующей инфраструктуры для подзарядки аккумуляторов («автозарядные» станции).

- При массовом использовании электромобилей в момент их зарядки от бытовой сети возрастают перегрузки электрических сетей «последней мили», что чревато снижением качества энергоснабжения и риском локальных аварий сети.

- Длительное время зарядки аккумуляторов по сравнению с заправкой топливом.

Выводы. Таким образом, в электромобилях с коротким пробегом между зарядами (до 70—80 км) используются свинцовые аккумуляторы. В электромобилях со средним пробегом (до 200 км) могут найти применение никель-металлогидридные, бромно-цинковые и высокотемпературные аккумуляторы. В электромобилях с пробегом 200 км и более перспективно применение литиевых и механически перезаряжаемых воздушно-цинковых химических источников тока. Перспектива широкого применения аккумуляторов в электромобилях определяется в первую очередь готовностью общества к экономическим затратам для решения экологических проблем.

Список литературы: 1. <http://autotesla.com/>. 2. <http://www.skif.biz>. 3. <http://elektromobile.narod.ru/> 4. <http://autonews.rbc.ua>. 5. <http://ru.wikipedia.org> 6. <http://www.autoconsulting.com.ua/>. 7. <http://electrotransport.ru/>.

Поступила в редколлегию 29.09. 2010

ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ

УДК 625.282:625.032.07

Б.Х.ЕРИЦЯН, асистент, НТУ «ХПИ»,

Д.И. ЯКУНИН, старший преподаватель, НТУ «ХПИ»

РАЗВИТИЕ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ МЕХАНИЗМА НАКЛОНА КУЗОВА С ЛИНЕЙНЫМ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИМ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕМ

У статті наведена поліпшена імітаційна модель механізму нахилу кузова у кривих ділянках шляху. Показано схеми моделювання пневматичного ресорного підвишування із використанням механічної та термодинамічної моделей.

In the article the resulted improves simulation model of mechanism of inclination of body in the curved areas of way. The schematics of modeling of a pneumatic spring support are showed with the use of mechanical and thermodynamics models.

Протяженность магистралей железных дорог Украины составляет порядка 22050 км, при этом их сеть является одной из самых разветвленных в Европе. Основной объем перевозки как грузов, так и пассажиров (82% и 48% от общего объема - соответственно), сегодня осуществляется именно железнодорожным транспортом. Несмотря на это, в настоящее время и в ближайшей перспективе возможность коренной реконструкции железнодорожных линий весьма мала, ведь большинство из них построены давно, характеризуются относительно низкими техническими параметрами пути и большим числом кривых малого радиуса, и их переоборудование представляется весьма затратным мероприятием [1]. Меньших затрат потребует создание подвижного состава с наклоняемыми кузовами, поскольку такие поезда предназначены, в первую очередь, для увеличения скорости движения в кривых участках пути. Следовательно, такие поезда представляют собой рациональный способ сокращения длительности поездок и улучшения транспортного обслуживания населения [2].

В качестве силового привода механизма наклона кузовов наибольшее распространение получил гидравлический, однако его обслуживание сложно в силу конструктивных особенностей, здесь выгоднее использовать электромеханический привод. Однако электромеханический привод в случае неисправности не обеспечивает самовозврат механизма в исходное положение, что может привести к диагональной разгрузке колесных пар. Также неудовлетворительным в этом приводе является и демпфирование колебаний.

Следовательно, широкому применению электромеханического привода препятствует наличие в его составе винтовой пары, ограничивающее демпфирования и исключаящее самовозврат при отказе, то есть

преобразование электрической энергии в механическую происходит здесь опосредованно. Непосредственное преобразование электрической энергии в механическую энергию перемещения штока можно обеспечить, используя в качестве силового привода линейный электромеханический преобразователь энергии. Обладая всеми достоинствами электромеханического привода, такая система будет лишена пары вращения и, следовательно, вышеупомянутых недостатков.

В работе [3] предложена электромеханическая система привода для наклона кузовов скоростного подвижного состава на базе линейного двигателя постоянного тока электромагнитного типа цилиндрической формы, снабжаемого энергией посредством полупроводникового преобразователя энергии прямоходового типа и разработана обобщенная математическая модель электромеханической системы наклона кузовов в виде совокупности алгебраических и дифференциальных уравнений, описывающих все узлы и звенья передачи мощности от источника электрической энергии до исполнительного механизма – наклоняемой балки, устанавливающая связь геометрических, силовых и электрофизических параметров с показателями, характеризующими качество и эффективность работы как отдельных механизмов, так и устройства привода наклона кузова в целом.

На базе обобщенной математической модели в среде Matlab Simulink создана имитационная модель процессов электромеханического преобразования энергии в системе наклона кузовов, которая позволяет исследовать влияние параметров системы на ее рабочие свойства. Однако данной математической модели присущ определенный недостаток: с целью упрощения моделирования наклоняемая балка и кузов рельсового транспортного средства представлены как единое тело. Такое допущение не позволяет произвести оценку влияния динамики подрессоренных масс в процессе моделирования работы механизма наклона кузова при движении транспортного средства по кривой. Следовательно, требуется дальнейшее развитие имитационной модели.

Цель работы: развитие имитационной модели механизма наклона кузова с линейным электромеханическим силовым приводом для учета динамической составляющей нагрузки, определяемой наличием колебаний подрессоренных элементов экипажа рельсового транспортного средства.

Для достижения поставленной цели необходимо решить такие задачи:

- усовершенствовать математическую, имитационно-ориентированную модель, разделив кузов и наклоняемую балку на две массы, связанные между собой упруго-диссипативными связями;
- разработать схемы и определить параметры функциональных связей, вводимых в имитационную модель и достоверно отображающих параметры реальных устройств.

В модели, приведенной в [3], для моделирования механической части применены модули и компоненты SimMechanics, моделирование

электромагнита произведено с использованием компонентов SimPowerSystem. Система управления и связи между механической и электрической частями осуществляются с помощью S-модулей стандартных библиотек Simulink. Рабочие параметры и характеристики электромагнита (ток, сила втягивания якоря в зависимости от зазора) задаются путем аппроксимации зависимостей, полученных экспериментально с помощью имитационного моделирования в среде FEMM, полиномами Чебышева на множестве равноудаленных точек. Указанные аппроксимации зависимостей реализованы в виде S-функций и подключены к модели. Следовательно, для развития модели целесообразно применять блоки и модули упомянутых библиотек Simulink, либо создать таковые при помощи средств Matlab при отсутствии типовых модулей с требуемыми параметрами.

В качестве кузовной ступени рессорного подвешивания современных скоростных поездов чаще всего используются пневматические рессоры, обладающие большим статическим прогибом и лучшим демпфированием колебаний по сравнению с металлическими винтовыми пружинами. Целесообразно в качестве упруго-диссипативных связей между телами, имитирующими наклоняемую балку и кузов, ввести схемы, достоверно отображающие параметры реальных пневматических рессор.

В [4] для имитации пневморессор предлагается следующая схема замещения (рис. 1, а).

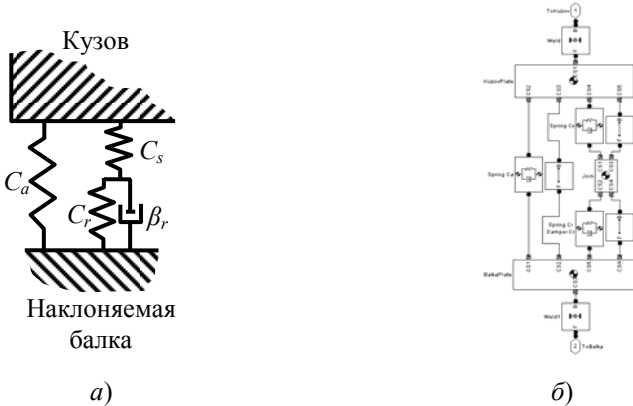


Рис. 1. Схема замещения пневматической рессоры а) и имитационная модель подсистемы пневматической рессоры б)

Несмотря на относительную простоту реализации, указанная схема позволяет с приемлемой степенью достоверности моделировать пневматическую рессору при адекватном подборе эквивалентных ее параметров: жесткости пневморессоры C_a , концевой жесткости пневморессоры C_s , жесткости воздуха в доп. резервуаре C_r и степени

демпфирования дросселя β_r . Simulink-модель подсистемы пневморессоры, использующая указанную схему замещения, приведена на рис. 2 а).

Модернизированная имитационная модель механической части системы наклона кузова, включающая подсистемы пневматического рессорного подвешивания, приведена на рис. 2 б).

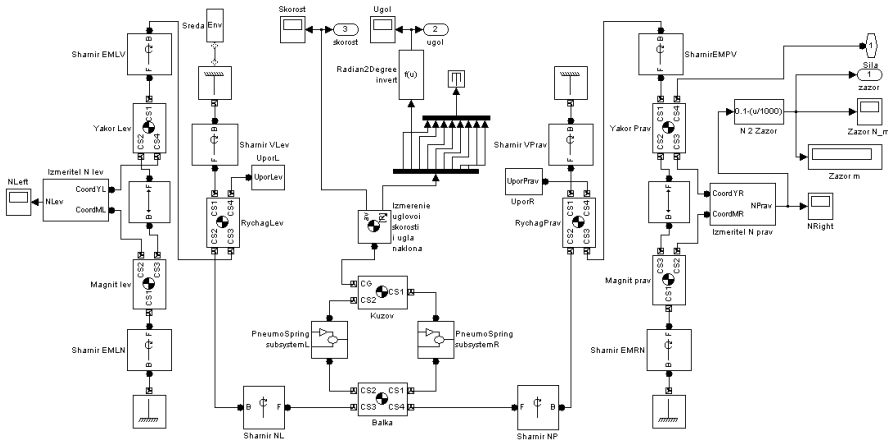


Рис. 2. Имитационная модель механической части системы наклона кузова

Подсистема, имитирующая пневморессору, подключается между телами, имитирующими кузов и наклоняемую балку, обеспечивая их упруго-диссипативную связь в точках предполагаемой установки пневматических рессор.

Большей степени достоверности можно добиться, применяя модель пневматической рессоры, учитывающей термодинамические процессы, протекающие в ней. В работе [5] приведена математическая модель, описывающая в виде системы дифференциальных уравнений динамику вагона, оборудованного пневматическим рессорным подвешиванием, составленная на базе фундаментальных положений теоретической механики термо- и газодинамики. Уравнение собственных колебаний массы имеет вид

$$m\ddot{z} + K \frac{G}{f_d} \dot{z} + \frac{n(P_n + I)F^2}{V_n + V_{др}} z = 0, \quad (1)$$

где z – вертикальная координата, P_n – давление воздуха в пневморессоре определяется термодинамическими процессами, m – часть массы кузова вагона, K – коэффициент демпфирования, G – масса воздуха, которая перетекла через дроссельное отверстие в течение полупериода колебаний; f_d – площадь проходного сечения дроссельного отверстия; F – эффективная

площадь пневморессоры; $V_p, V_{др}$ – объем пневморессоры и дополнительного резервуара – соответственно; n – показатель политропы.

Второе слагаемое в (1) представляет собой диссипативную силу, а третье слагаемое – упругую силу, создаваемую пневморессорой. Ввиду малого диапазона изменения температур в системе принято допущение, что C_p, C_V и R не зависят от температуры и от времени.

Первый закон термодинамики в дифференциальной форме

$$C_V T_i dG_i + C_V G_i dT_i + P_i dV_i = \Sigma dQ_i, \quad (2)$$

где T – абсолютная температура воздуха; ρ – плотность воздуха; C_p – теплоемкость воздуха в процессе $P = const$; C_V – теплоемкость воздуха в процессе $V = const$; R – газовая постоянная, Q – количество теплоты; dQ_i – количество теплоты отводимой (–) или подводимой (+) к элементу термодинамической системы через теплообмен с окружающей средой; i – индекс элемента системы: $i=1$ для пневморессоры, $i=2$ для трубопровода, $i=3$ для дополнительного резервуара $i=4$ для высоторегулирующего клапана.

Уравнение теплообмена элемента пневмосистемы с окружающей средой

$$dQ_i = K_i H_i (T_0 - T_i) dt,$$

где K_i – стационарный усредненный коэффициент теплопередачи; H_i – площадь поверхности теплообмена; T_0 – температура окружающей среды; t – время теплообмена.

Для массы воздуха, перетекающей из одного объема в другой

$$dQ_i = C_p T_i dG_i.$$

После подстановки в уравнение (2)

$$C_V T_i dG_i + C_V G_i dT_i + P_i dV_i = C_p T_i dG_i + K_i H_i (T_0 - T_i) dt. \quad (3)$$

Состояние воздуха в системе описывается уравнением Клапейрона

$$P_i dV_i + V_i dP_i - K_i T_i dG_i - R_i G_i dt = 0. \quad (4)$$

Хотя масса воздуха в отдельных элементах пневматической системы при колебаниях груза на рессоре изменяется, суммарная масса воздуха в системе постоянна, если пренебречь утечками воздуха. Уравнение закона сохранения массы воздуха

$$dG_1 + dG_2 + dG_3 + dG_4 = 0. \quad (5)$$

Здесь последнее слагаемое представляет собой количество сжатого воздуха, подаваемое или выпускаемое из системы пневматического рессорного подвешивания через высоторегулирующий клапан ВК.

Уравнение расхода воздуха через дроссель, если его скорость не превышает половины скорости звука

$$dG = \pm \mu f \sqrt{2\rho_2(P_1 - P_2)} dt \quad (6)$$

Для воздушного тракта, соединяющего пневморессору и ВК

$$dG_4 = \pm \mu_4 f_4 \sqrt{2\rho_r(p_r - p_1)} dt, \quad (7)$$

здесь μ – коэффициент истечения воздуха через дроссель.

При истечении воздуха из пневморессоры берется знак «+», а при возврате знак «-», в связи с чем дифференциальные уравнения, описывающие термодинамические процессы в пневматической системе подвешивания будут различными для ходов сжатия и расширения пневморессоры.

Система дифференциальных уравнений (1–7) образует математическую модель. Ее исследование проводилось в среде математического моделирования Matlab. В качестве объекта исследования выбран пассажирский вагон с номинальной загрузкой.

Таким образом, разработана усовершенствованная имитационная модель работы системы наклона кузовов, позволяющая исследовать ее рабочие свойства с учетом динамической составляющей нагрузки, определяемой наличием колебаний подрессоренных элементов экипажа рельсового транспортного средства.

Список литературы: 1. Корниенко В.В., Омеляненко В.И. Высокоскоростной электрический транспорт. Мировой опыт. – Харьков, НТУ «ХПИ», 2007. – 159 с. 2. Омеляненко В.И., Кривякин Г.В., Якунин Д.И., Редченко Е.С. Поезда с наклоняемыми кузовами для скоростного пассажирско-го движения // Локомотив-информ. – Харьков: Техностандарт. – 2008. – №5 С. 12-17. 3. Якунин Д.И. Электромеханическая система привода с линейным двигателем для наклона кузов-ов скоростного подвижного состава. Дис... к-та техн. наук: 05.22.09 / НТУ «ХПИ». – Харьков, 2010.– 202 с. 4. Zolotas A. C. Modeling and Control of Railway Vehicle Suspensions / A.C. Zolotas, R.M. Goodall // [M.C. Turner at al.] (Eds.): Mathe. Methods for Robust & Nonlin. Ctrl., LNCIS 367, 2007.– P. 373 – 412. 5. Макаренко Ю.В. Компьютерное моделирование колебательного процесса вагона, оборудованного пневматическим рессорным подвешиванием.– Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХПИ», 2009.– №47.– С. 40-45.

Поступила в редколлегию 30.09.2010

Г. В. КРИВЯКИН, канд. техн. наук, НТУ “ХПИ”

ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ МОМЕНТОВ В ТЯГОВОЙ ПЕРЕДАЧЕ НА КОЛЕБАНИЯ ТОКОВ ФАЗ АСИНХРОННОГО ТЯГОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Вивчено вплив динамічного моменту у тяговій передачі на коливання струмів фаз асинхронного двигуна.

The influence of dynamic moment in traction drive on the phases current oscillation of induction motor is defined.

Скорость движения на железных дорогах Украины ограничена, кроме причин связанных с состоянием инфраструктуры и подвижного состава тем, что на имеющемся пути радиусы кривых и частота их следования таковы, что при принятых ограничениях по боковым ускорениям нет возможности эксплуатировать пассажирские поезда со скоростями более 160 км/ч.

Как показано в [1], для таких скоростей может оказаться рациональным привод с опорно-осевым подвешиванием. Однако этот привод имеет ряд недостатков, которые обусловили применение таких приводов с двигателями постоянного тока преимущественно на локомотивах грузовой службы с конструкционной скоростью 100...120 км/ч.

Одним из таких недостатков является значительная величина динамического момента, возникающего на валу тягового двигателя в силу наличия непосредственной связи поворота ротора с вертикальными колебаниями колесной пары, которые характеризуются высоким уровнем скоростей и ускорений [2].

Наметившийся переход к использованию асинхронных двигателей переменного тока, имеющих более высокие удельные показатели, делает необходимым пересмотр свойств привода первого класса с позиции их применения.

Исследованию динамических процессов в механической части привода посвящен ряд монографий и большое количество работ в научно-технической периодике. В то же время исследования влияния динамических моментов в тяговой передаче на систему электромеханического преобразования энергии и в частности на электромагнитные процессы в асинхронном тяговом двигателе мало отражены в литературе. Рассмотрению этого вопроса и посвящена данная статья.

Для исследования динамических процессов была создана математическая модель, которая описывает работу двух взаимодействующих подсистем тягового привода: механической и электромеханической.

Механическая подсистема включает в себя колесную пару и тяговую передачу, электромеханическая – асинхронный тяговый двигатель. Особенность этой модели заключается в следующем. Процессы, протекающие в тяговом приводе, определяются совместным решением на каждом временном шаге интегрирования, дифференциальных уравнений движения элементов механической части и уравнений, характеризующих процесс электромеханического преобразования энергии в асинхронном тяговом двигателе. Математическая модель в общем виде выглядит следующим образом:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_c = M_w + \frac{v}{R_k} J_r \frac{di_{rk}}{dt} + F_{tr} \sqrt{h^2 + x^2}; \\ M - M_c = J_r \frac{d\omega_r}{dt}; \\ M = \sum_{j=1}^m \left(\vec{r}_j \times L \int_{S_j} (\vec{\delta} \times \vec{B}) dS_j \right). \end{array} \right. \quad (1)$$

$$(2)$$

$$(3)$$

Уравнение (1) описывает процессы в механической части, которые определяются величиной суммарного момента нагрузки, приведенного к валу тягового двигателя, и характеризующегося наличием постоянной и динамической составляющих:

$$M_c = M_w + M_d,$$

где: M_w – постоянная составляющая, обусловленная сопротивлением движению поезда; $M_d = M_{di} + M_{tr}$ – динамическая составляющая, обусловленная взаимодействием колесной пары с верхним строением пути; M_{di} и M_{tr} – составляющие динамического момента, характеризующие взаимодействие колесно-моторного блока и верхнего строения пути в вертикальной и горизонтальной плоскостях соответственно.

Первая составляющая динамического момента M_{di} является функцией изменения передаточного отношения – i_{rk} [2]. При $v = const$ и $R_k = const$.

$$M_{di} = \frac{v}{R_k} J_r \frac{di_{rk}}{dt},$$

где: v – скорость движения локомотива, R_k – радиус колеса.

Второй составляющей является момент трения – M_{tr} , обусловленный возникновением контакта гребня колеса с боковой поверхностью рельса:

$$M_{tr} = F_{tr} \sqrt{h^2 + x^2},$$

где: F_{tr} – сила трения в контакте гребня колеса с боковой поверхностью рельса, h – расстояние от плоскости пути до точки контакта гребня с боковой гранью рельса, x – “забег” гребня.

Взаимодействие между механической и электромеханической подсистемами, описывается уравнением движения электропривода (2), где: M – электромагнитный момент тягового двигателя; M_c – суммарный момент нагрузки на валу тягового двигателя; $J_r d\omega_r/dt$ – инерционный момент возникающий при изменении скорости вращения; J_r – момент инерции ротора тягового двигателя; ω_r – частота вращения ротора.

Процессы в асинхронном двигателе характеризуются величиной электромагнитного момента (3), где: \vec{r}_j – радиус вектор приложения силы, $\vec{\delta}$ – вектор плотности тока, \vec{B} – вектор магнитной индукции областей с токами в обмотке ротора, L – длина ротора.

Численное моделирование процесса электромеханического преобразования энергии проводилось при скоростях движения 60, 160 и 200 км/ч. Результаты расчета токов фаз приведены на рис. 1.

Как показано на рис. 1 (а), при скорости 60 км/ч на амплитуду тока с частотой 50 Гц накладываются колебания с частотой 5 Гц обусловленные взаимодействием с волнообразными неровностями пути. Ток фазы при этом изменяется в пределах 440...352 А, что составляет 22% от номинального значения 396 А. При скорости 160 км/ч частота тока составляет 150 Гц, а колебания амплитуды при прохождении неровностей составляет 16 Гц. Ток фазы при этом изменяется в пределах 213...230 А, что составляет 8% от номинального значения 208 А. Постоянная составляющая добавки к амплитуде тока имеет величину 5 А и обусловлена по видимому электромагнитной и механической инерционностью системы. При скорости 200 км/ч частота тока фазы составляет 160 Гц. Колебания амплитуды происходят с частотой 17,5 Гц. Ток фазы изменяется в пределах 230...239 А, что составляет 4,5% от номинального значения 200 А. Постоянная составляющая добавки имеет величину 20 А.

При групповом питании двух тяговых двигателей установленных на тележке, токи фаз для скоростей 60, 160 и 200 км/ч изменяются, как показано на рис. 1 (б). Амплитуда токов фаз в этом случае определяется суммой токов двух двигателей установленных на тележке, а частота их колебаний, как и при индивидуальном питании, определяется частотой воздействия непрерывных неровностей. Так при скорости 60 км/ч, ток фазы колеблется в пределах от 757 до 856 А, что составляет 12,5% от номинального значения 792 А, определяемого суммой токов фаз двух двигателей в установившемся режиме. При скорости 160 км/ч, ток фазы колеблется в пределах от 432 до 468 А, что составляет 8,6% от номинального значения 418 А. При скорости 200 км/ч, ток фазы

колеблется в пределах от 418 до 455 А, что составляет 9% от номинального значения 400 А.

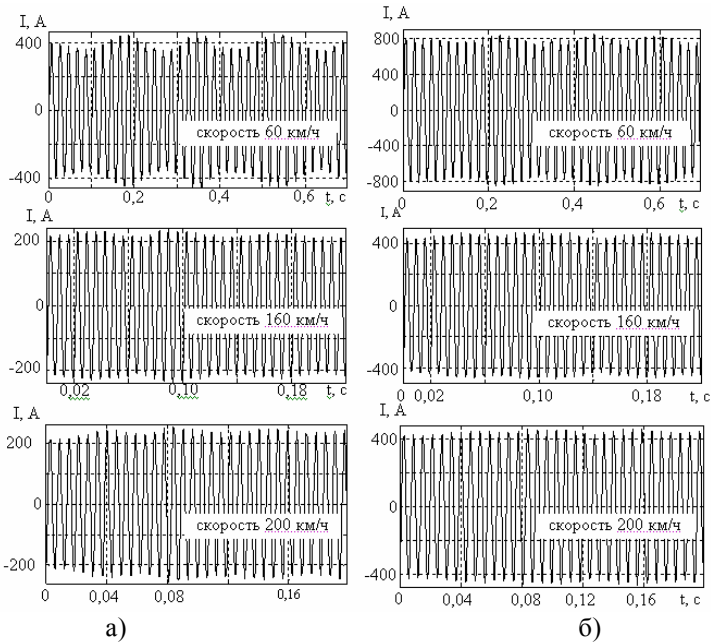


Рис. 1. Токи фаз тяговых двигателей при индивидуальном (а) и групповом (б) питании тяговых двигателей

Таким образом, цифровое моделирование процесса электромеханического преобразования энергии при скоростях движения 60, 160 и 200 км/ч, показало, что определяющее воздействие, на колебания токов фаз оказывает периодическое изменение суммарного момента нагрузки, обусловленного взаимодействием колесно-моторного блока с волнообразными неровностями верхнего строения пути. Колебания амплитуды тока могут составлять при этом 4,5...22% от номинального значения. Менее существенно сказывается взаимодействие с единичными неровностями. Эти колебания токов фаз следует учитывать при проектировании привода, а также выборе номиналов элементной базы инвертора напряжения и звена постоянного тока.

Список литературы: 1. Кривякин Г.В. Возможности повышения скоростей движения пассажирских локомотивов, обусловленные применением тяговой передачи с опорно-осевой подвеской на базе асинхронных тяговых двигателей // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ "ХПИ". – 2004. – №24. – С. 35-40. 2. Бирюков И. В., Беляев А. И и др. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог. М.: Транспорт, 1986. 256с.

Поступила в редколлегию 30.09.10

Б.Г. ЛЮБАРСКИЙ, канд. техн. наук, НТУ “ХПИ”

КОНЦЕПЦИЯ ВЫБОРА ТИПА ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА СОВРЕМЕННОГО СКОРОСТНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

У статті розглядається сучасна концепція вибору типу тягового електроприводу швидкісного рухомого складу, яку можливо застосувати для залізниць України. Пропонується критерій ефективності тягового приводу – інтегральний к.к.д., що враховує як к.к.д. приводу так і його режими експлуатації.

In article modern conception is considered of choice of type of hauling electric drive of speed rolling stock, which it is possibly to apply for the railways of Ukraine. A criterion is offered of efficiency of hauling occasion – integral efficiency, that takes into account as efficiency. occasion so his modes of exploitation.

Постоянный рост пассажиропотока на железных дорогах Украины и возросшие требования к скорости перевозки пассажиров привели в последние годы к созданию скоростных поездов осуществляющих перевозку пассажиров между крупными городами. Однако скорость движения таких поездов ограничена ввиду применения на них в качестве источника тяги устаревшего подвижного состава. Так, например, на экспрессе Харьков–Киев в качестве источника тяги используется электровоз переменного тока ЧС8, на электрифицированном переменным током участке железной дороги Киев–Полтава и грузовым двухсистемным электровозом ВЛ 82м на участке Полтава–Харьков, где электрификация проведена как на постоянном так и переменном токе. Скорость движения такого поезда не превышает 100...160 км/ч, что значительно ниже европейских и японских аналогов, для которых перевозки со скоростью 200...300 км/ч стали повседневной реальностью. Основная причина столь низкой скорости, а как следствие меньшей конкурентоспособности железнодорожного транспорта перед, например, автомобильным транспортом кроется в первую очередь в несовершенстве подвижного состава. В большинстве стран Европы и Японии скоростные пассажирские перевозки осуществляются с использованием как локомотивной, так и мотор-вагонной тягой. Высокоскоростные электропоезда на железных дорогах Украины отсутствуют. [2,3]. Сердцем электроподвижного состава (ЭПС) является тяговый электропривод – совокупность устройств, предназначенных для преобразования электрической энергии, получаемой из контактной сети, в полезную работу по перемещению электроподвижного состава. Поэтому важнейшей задачей, которую надо решить для создания сети скоростных магистралей, является создание подвижного состава и его важнейшего элемента – тягового электропривода. Именно от его энергетической эффективности и затрат на

эксплуатацию будет зависеть конкурентоспособность пассажирских перевозок на скоростных линиях.

ЦЕЛЬ ДАННОЙ РАБОТЫ: разработать концепцию выбора типа тягового привода для скоростного подвижного состава железных дорог Украины.

1 этап. Определение основных параметров для проектирования СПС.

На этом этапе необходимо выработать основные требования предъявляемые (СПС): его массу, расчетную скорость движения, конструкционную скорость, с которой может двигаться СПС и география его применения.

В практике проектирования СПС для железных дорог евросоюза на данном этапе проводится предварительное решение тяговой задачи движения СПС по участку пути. По результатам определяются требуемая форма тяговой характеристики которая обеспечивает заданное время движения СПС на всем участке пути. Так как отечественный СПС предполагается эксплуатировать на уже построенных участках железных дорог на которых осуществляется движение [2], то такой подход становится затруднительным. Поэтому на первом этапе предлагается выработать концепцию тяги - моторвагонная или локомотивная, определится с осевой характеристикой или составностью – число обмоторенных осей.

Определить основные скоростные характеристики:

- Расчетная скорость движения
- Конструкционная скорость движения

Определить ускорения:

- при троганье
- при расчетной скорости движения
- остаточное ускорение при конструкционной скорости

На этом этапе рационально определить предварительную тяговую характеристику ПС

Так же необходимо выбрать род тока СПС (переменного, постоянного, двухсистемный ≈ 3 кВ/ ~ 25 кВ, 50Гц, многосистемный, ≈ 3 кВ, ~ 25 кВ, 50Гц). Этот выбор определит в дальнейшем ограничения по выбору структуры тягового привода СПС. Выбор этого параметра целесообразно производить с учетом географии использования СПС.

2 этап. Проектирование альтернативных конструкций тяговых приводов

На этом этапе предлагается провести оптимальное проектирование альтернативных типов тяговых приводов СПС по определенным в на первом этапе характеристикам. В зависимости от рода тока СПС возможен определенный набор типов тяговых приводов реализующих требуемые характеристики СПС при применении различных типов электромеханических преобразователей энергии (тяговых двигателей). Так, например, для скоростного электровоза переменного тока с асинхронными тяговыми двигателями возможна реализации тягового привода по структурной схеме:

трансформатор- 4qs преобразователь – звено постоянного тока – автономный инвертор напряжения – асинхронный тяговый двигатель – тяговый привод 3-го класса. Однако при заданных условиях возможна реализация и дорогой структурной схемы: 4qs преобразователь – звено постоянного тока – автономный инвертор повышенной частоты – импульсный трансформатор - 4qs преобразователь - постоянного тока – автономный инвертор - асинхронный тяговый двигатель – безрезукторный тяговый привод.

Структура тягового двигателя дополняется списком управляющих воздействий для каждого из элементов структуры привода (для автономного инвертора напряжения частота и фаза выходного напряжения, несущая частота).

Применение других типов тяговых двигателей определяет другую структуру тягового привода. С точки зрения математики такой подход можно представить множеством тяговых приводов:

$$D = M \cap C \cap MD, \quad (1)$$

где M – множество типов тяговых двигателей, C - множество типов преобразователей, MD – множество типов механических частей тяговых приводов.

Для каждого из типов тягового привода проводится оптимальное проектирование элементов его конструкции. В качестве критерии для оптимизации рационально выбрать следующие: максимум КПД тягового привода, минимум затрат на создание тягового привода; параметрами оптимизации: геометрические и электромагнитные параметры тягового двигателя (для каждого из типов свои), параметры силовых элементов тягового преобразователя, геометрические параметры механической части привода (число зубьев колеса, шестерни, модуль тяговой передачи и др). Для задачи многокритериальной оптимизации вводятся следующие ограничения.

Для тягового двигателя: габаритные размеры двигателя, электромагнитные нагрузки в двигателе, электромагнитные ограничения, которые обусловлены требованием реализации максимальных скоростей движения и пускового ускорения.

Для элементов преобразователя: габаритные размеры преобразователя.

Для механических частей тяговых приводов: габаритные размеры.

В результате оптимального проектирования необходимо получить:

- структура тягового привода,
- сектор управляющих воздействий привода, состоящий из списков управляющих воздействий каждого из элементов структуры тягового привода,

– оптимальные параметры элементов этой структуры,

На этом этапе оптимальное проектирование элементов структуры может быть поведено по существующим методикам.

3 этап. Определение оптимальных управляющих воздействий во всем пространстве тяговых характеристик привода и мгновенного КПД.

Двумерное пространство скорость движения СПС – сила тяги (FV) определяет все статически режимы работы тягового привода. В этом пространстве выделяется область (D), в которой реализуются все тяговые и тормозные характеристики тягового привода. На этом этапе для каждой точки этой области необходимо найти оптимальное значение вектора управляющих воздействий и определить КПД тягового привода при этих оптимальных соотношениях.

В результате 3-го этапа получена векторная функция оптимальных значений параметров управления

$$[U] = f(F, V) \quad (2).$$

КПД тягового привода во всех статических режимах его работы, которое можно назвать мгновенное КПД привода.

$$\eta_i = f(F, V). \quad (3)$$

Для каждого альтернативного типа тягового привода необходимо найти зависимость мгновенного КПД.

4 этап. Определение режимов работы тягового привода

На этом этапе необходимо определить вероятность работы привода для любой точки пространства FV . Вероятность работы привода в режиме при определенных соотношениях силы тяги и скорости

$$Z(F, V) = \frac{\Sigma t(F, V)}{T}, \quad (4)$$

где $\Sigma t(F, V)$ - суммарное время работы привода в (F, V) -том режиме, T - время тяговой работы электропривода.

Эта зависимость может быть определена тремя альтернативными способами:

1. Статистической обработкой результатов работы тягового привода аналогичных конструкций ПС
2. По результатам решения тяговой задачи движения поезда на участке пути.
3. Комбинированный способ. Частично по экспериментальным данным (1 способ), а частично по результатам решения тяговых задач (1 способ).

Первый способ наиболее применим для СПС, который планируется применять на существующих участках железных дорог. Для него возможно получение таких экспериментальных данных.

Второй способ предпочтительнее для СПС, который планируется применять на вновь строящихся или модернизированных участках железной дороги. Для них экспериментальные данные отсутствуют или их получение затруднительно.

Третий способ наиболее применим для СПС, который будет эксплуатироваться как на новых (модернизированных) участках дороги так и на участках, введенных в эксплуатацию, что достаточно часто встречается в современной практике.

В результате необходимо получить зависимость

$$Z = f(F, V). \quad (5)$$

5 этап. Определение интегрального КПД тягового привода и принятие решения о выборе оптимального типа привода.

Эксплуатационные затраты для СПС можно определить соотношением:

$$Z_e = Z_m + Z_{ec} + Z_{TOuP} \quad (6)$$

Где Z_m - затраты на реализацию тяги, Z_{ec} - затраты на работу вспомогательных устройств и Z_{TOuP} - затраты на техническое обслуживание и ремонт.

Основными затратами для СПС являются затраты на реализацию силы тяги которые зависят от типа тягового привода.

Затраты на тягу в определенном режиме работы равны

$$Z_{mj} = \frac{F V}{\eta_j} t_j \quad C_e = \frac{F V}{\eta_j} Z_j \quad C_e T \quad (7)$$

Где η_j - мгновенный КПД, C_e - цена электроэнергии, F — сила тяги СПС, V - скорость СПС, t_j - время работы привода в j режиме, Z_j - вероятность работы привода в j режиме, T - время эксплуатации СПС.

Затраты на тягу за все время

$$Z_m = C_e T \sum_{F=0}^{F_{\max}} \sum_{V=-V_{kon}}^{V_{kon}} \left(\frac{Z F V}{\eta} \right) = \frac{C_e T F_{\max} V_{kon}}{\int \eta} \quad (8)$$

где F_{\max} - максимальная сила тяги, V_{kon} - конструкционная скорость,

$\int \eta$ интегральный КПД i тягового привода по соотношению:

$$\int \eta_i = \frac{F_{\max} V_{kon}}{\sum_{F=0}^{F_{\max}} \sum_{V=-V_{kon}}^{V_{kon}} \left(\frac{Z F V}{\eta} \right)} \quad (9)$$

Такой интегральный КПД может характеризовать тяговый привод как с точки зрения реализации его наилучших энергетических характеристик в определенных режимах, так и с точки зрения использования его в этих режимах так как $C_e, T, F_{\max}, V_{kon}$ величины не зависящие от типа тягового привода и режима эксплуатации СПС. Интегральный КПД величина относительная. Физический смысл этой величины таков: интегральный КПД равен единице только в том случае, когда тяговый электропривод не имеет

потерь и СПС всегда работает в режиме максимальной силы тяги при конструкционной скорости движения СПС, т.е. интегральный КПД учитывает не только КПД электропривода, но и режим эксплуатации СПС.

Интегральный КПД может служить составной частью критерия текущих затрат на эксплуатацию электропривода.

Так как структура затрат на работу вспомогательных устройств сложна и они пропорциональны затратам на тягу, а сами эти затраты не превышают 10%, от общих затрат на эксплуатацию СПС то при выборе типа тягового электропривода их можно учесть в виде 10% от Z_m .

Затраты на техническое обслуживание Z_{TOUP} зависят от конкретного типа тягового электропривода. Их можно приблизительно считать постоянными для каждого конкретного типа электропривода.

В результате:

$$Z_e = \frac{1,1 C_e T F_{\max} V_{kon}}{\int \eta} + Z_{TOUP} = \frac{C_1}{\int \eta} + C_2, \quad (10)$$

где C_1 , и C_2 постоянные величины.

Эксплуатационные затраты обратно пропорциональны интегральному КПД. Поэтому интегральный КПД можно выбрать в виде критерия оптимальности типа тягового электропривода.

Для выбора конкретного типа тягового электропривода необходимо определить интегральные КПД альтернативных конструкций и выбрать электропривод с максимальным значением интегрального КПД.

Выбор типа тягового электропривода можно производить только по критерию эксплуатационных затрат определенный с использованием интегрального КПД так как на 3 этапе уже определены оптимальные параметры тягового электропривода по критерию капитальных затрат.

ВЫВОДЫ. Предложенный алгоритм позволяет выбрать оптимальный тип тягового электропривода с учетом эксплуатации СПС в заданных условиях на железной дороге.

Предложен критерий эффективности тягового электропривода – интегральный КПД, учитывающий не только КПД электропривода, но и режимы его эксплуатации.

Список литературы: 1. Калинин В.К. Электровозы и электропоезда. – М.: Транспорт, 1991. – 480с. 2. Корниенко В.В., Омеляненко В.И. Высокоскоростной электрический транспорт. Мировой опыт. – Харьков, НТУ «ХПИ», 2007. – 159 с. 3. Любарский Б. Г., Зюзин Д. Ю., Рябов Е. С., Глебова Т. В. Тяговый привод для высокоскоростного подвижного состава //Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПИ». – 2006. – №42., С. 72-77.

Поступила в редакцию 30.09.2010

Е.С. РЯБОВ, асп., НТУ «ХПИ»

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО МОМЕНТА РЕАКТИВНОГО ИНДУКТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ С АКСИАЛЬНЫМ МАГНИТНЫМ ПОТОКОМ

Розроблено математичну модель для визначення моменту зубцевої зони реактивного індукторного двигуна з аксіальним магнітним потоком, особливість якої полягає у визначенні коенергії зубцевого шару безпосереднім інтегруванням закону зміни провідності зубцевого шару. Вихідними даними для розрахунку моменту і магнітної напруги є геометричні розміри зубцевого шару.

Mathematical model for determination of moment of tooth area of transverse flux reluctance motor is developed. The feature of which consists of determination of co-energy of tooth layer direct integration of law of change conductivity of tooth layer. As basic data for the calculation of moment and magnetic tension are geometrical sizes of tooth layer

Перспективним направлением в развитии тяговых приводов является разработка безредукторного привода. Однако, при переходе к безредукторному приводу необходимо сохранить силу тяги, что требует применения высокомоментного двигателя, способного «компенсировать» отсутствие редуктора. К тому же, такой двигатель имеет ограниченные геометрические размеры, поскольку должен разместиться в пространстве между колёсными центрами. Эти два условия оказывают решающее значение на выбор типа тягового двигателя для безредукторного привода.

Анализ источников показывает, что преимущественно для безредукторного привода используются синхронные двигатели с возбуждением от постоянных магнитов. Однако рассматриваются и другие типы тяговых двигателей. Среди них – реактивный индукторный двигатель с аксиальным магнитным потоком (АИД). Как и в реактивном индукторном двигателе традиционной конструкции, момент существенно зависит от формы фазного тока, на которую влияет скорость вращения. Однако для пусковых режимов работы, где, как правило, управление ведётся по токовому коридору, имеется возможность определения электромагнитного момента двигателя.

Цель работы: разработать математическую модель для определения электромагнитного момента и магнитного напряжения зубцового слоя индукторного двигателя с аксиальным магнитным потоком в пусковых режимах работы.

Применительно к индукторным машинам в [1] электромагнитный момент M_z , реализуемый на участке зубцового деления, предложено выражать через производную от коэнергии W' зубцовой зоны на участке

зубцового деления статора при условии постоянства магнитного напряжения $U_{\delta z}$ зубцового слоя (рис.1):

$$M_z = \left. \frac{\partial W'_z}{\partial \gamma} \right|_{U_{\delta z} = \text{const}} \quad (1)$$

Приняв допущение о том, что магнитное напряжение зубцового слоя при повороте на геометрический угол $\Delta\gamma$ не изменяется (это обеспечивается поддержанием фазного тока на неизменном уровне) перейдем в уравнении (1) к приращениям:

$$M_z = \left. \frac{\Delta W'_z}{\Delta \gamma} \right|_{U_{\delta z} = \text{const}} \quad (2)$$

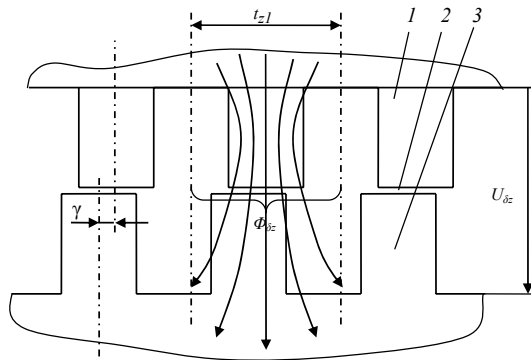


Рисунок 1 – Зубцовый слой двигателя

1 – зубец статора, 2 – воздушный зазор, 3 – зубец ротора, t_{z1} – зубцовое деление статора, γ – смещение ротора относительно статора, $U_{\delta z}$ – магнитное напряжение, приложенное к зубцовому слою, $\Phi_{\delta z}$ – магнитный поток на участке зубцового деления

Очевидно, что наибольшее приращение коэнергии $\Delta W'_z$ будет иметь место в случае, когда подключение фазы к источнику питания будет происходить при рассогласованном положении зубцов (ось зубца статора совпадает с осью «паза» ротора), а отключение – при согласованном (оси зубцов статора и ротора совпадают). В этом случае приращение коэнергии равно площади криволинейной фигуры, ограниченной кривыми 1 и 2 (заштрихованная область на рис. 2):

$$\Delta W'_z = S^{(a)} - S^{(u)} \quad (3)$$

где

$$S^{(a)} = \int_0^{U_a} [g_a(U)U] dU, \quad (4)$$

$$S^{(u)} = \int_0^{U_a} [g_u(U)U] dU \quad (4)$$

Здесь g_a – проводимость магнитной цепи, эквивалентирующей зубцовый слой, в согласованном положении,

g_u – проводимость магнитной цепи в согласованном положении.

Таким образом, задача определения момента двигателя сводится к определению закона изменения магнитной проводимости зубцового слоя от магнитного напряжения для согласованного и рассогласованного положений.

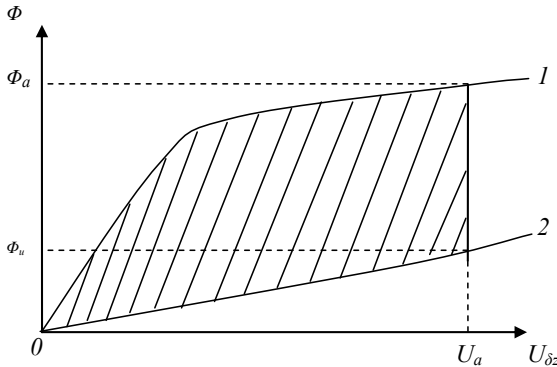


Рисунок 2 – Энергетическая диаграмма зубцового слоя 1 – вебер-амперная характеристика системы при согласованном положении; 2 – вебер-амперная характеристика при рассогласованном положении; Φ_a – магнитный поток зубца при согласованном положении зубцов и насыщенной магнитной системе; Φ_u – магнитный поток зубца при рассогласованном положении зубцов; U_a – магнитное напряжение зубцового слоя, соответствующее номинальной магнитодвижущей силе фазной катушки

На начальном этапе проектирования считаем приемлемым определять проводимости g_a и g_u по геометрическим размерам зубцового слоя. С этой целью предлагается использовать схемы замещения зубцового слоя для согласованного и рассогласованного положений (рис.3).

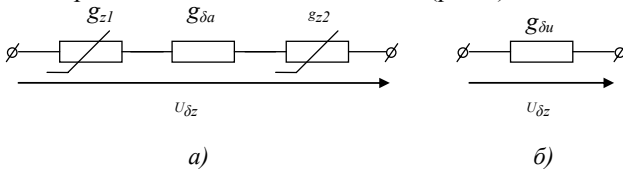


Рисунок 3 – Схема замещения зубцового слоя

a – для согласованного положения *б* – для рассогласованного положения g_{z1} – нелинейная проводимость зубца статора $g_{\delta a}$ – линейная проводимость воздушного зазора в согласованном положении g_{z2} – нелинейная проводимость зубца ротора $g_{\delta u}$ – линейная проводимость воздушного зазора в рассогласованном положении.

Эквивалентная проводимость зубцового слоя для согласованного положения находится по выражению:

$$g_a = \frac{1}{\frac{1}{g_{z1}} + \frac{1}{g_{\delta a}} + \frac{1}{g_{z2}}} \quad (6)$$

Проводимость зубца статора g_{z1} определяется по выражению:

$$g_{z1} = \mu_{z1} \mu_0 \frac{b_{z1}}{h_{z1}} l_{z1}, \quad (7)$$

где μ_{z1} – статическая магнитная проницаемость стали при индукции в зубце статора B_{z1} ,

μ_0 – магнитная проницаемость вакуума, равная $4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м,

b_{z1} – ширина зубца статора (рис.4),

h_{z1} – высота зубца статора,

l_{z1} – осевая длина зубца статора.

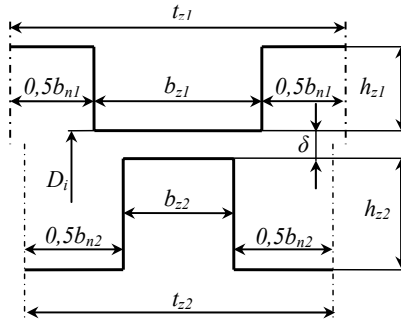


Рисунок 4 – Геометрические размеры зубцового слоя

t_{z1} – зубцовое деление статора, t_{z2} – зубцовое деление ротора, b_{z1} – ширина зубца статора, b_{z2} – ширина зубца ротора, b_{n1} – ширина «паза» статора, b_{n2} – ширина «паза» ротора, h_{z1} – высота зубца статора, h_{z2} – высота зубца ротора, D_i – внутренний диаметр статора, δ – односторонний воздушный зазор в согласованном положении,

Статическая магнитная проницаемость μ_{z1} определяется по выражению

$$\mu_{z1} = \frac{1}{\mu_0} \cdot \frac{B_{z1}}{H_{z1}} \quad (8)$$

где H_{z1} – напряжённость магнитного поля при индукции B_{z1} , которая определяется кривой намагничивания стали.

Индукция B_{z1} находится из выражения

$$B_{z1} = B_{\delta} \frac{b_{\delta} l_{\delta}}{b_{z1} l_{z1}} \quad (9)$$

где B_δ – индукция в воздушном зазоре при согласованном положении зубцов и номинальном магнитном напряжении зубцового слоя.

l_δ – осевая «длина» воздушного зазора, $l_\delta = \min(l_{z1}, l_{z2})$. Здесь l_{z2} – осевая длина зубца ротора.

Проводимость воздушного зазора $g_{\delta a}$ определяется по выражению

$$g_{\delta a} = \mu_0 \left(\frac{b_\delta}{\delta} \right) l_\delta, \quad (10)$$

где μ_0 – магнитная проницаемость вакуума, равная $4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м,

b_δ – «ширина» воздушного зазора, $b_\delta = \min(b_{z1}, b_{z2})$,

δ – односторонний воздушный зазор. Здесь b_{z2} – ширина зубца ротора.

Отношение $\frac{b_\delta}{\delta}$ принято называть коэффициентом магнитной проводимости, который можно определить по методу Поля [2-4]. Для согласованного положения $\frac{b_\delta}{\delta}$ может быть определен по выражению:

$$\frac{b_\delta}{\delta} = \frac{1}{\beta} \ln \left(1 + \frac{4\beta \cdot \Delta h_{z1}}{2\delta + \beta |b_{z1} - b_{z2}|} \right) + \frac{2}{\beta} \ln \left(1 + \frac{\beta |b_{z1} - b_{z2}|}{2\delta} \right) + \frac{b_\delta}{\delta} \quad (11)$$

где β – угол условного наклона, причём $\beta=1$ при $b_{n2}/\delta < 10$, и $\beta=1,1 \dots 1,2$ при $b_{n2}/\delta > 10$;

b_{n2} – ширина «паза» ротора, равная $b_{n2} = t_{z2} - b_{z2}$;

t_{z2} – зубцовое деление ротора, $t_{z2} = \frac{\pi \cdot (D_i - 2\delta)}{Z}$;

D_i – внутренний диаметр (расточка) статора;

$\Delta h_{z1} = (0,15 \dots 0,2) t_{z1}$;

t_{z1} – зубцовое деление статора, $t_{z1} = \frac{\pi \cdot D_i}{Z}$.

Проводимость зубца ротора g_{z2} определяется по выражению

$$g_{z2} = \mu_{z2} \mu_0 \frac{b_{z2}}{h_{z2}} l_{z2}, \quad (11)$$

где μ_{z2} – статическая магнитная проницаемость стали при индукции в зубце ротора B_{z2} ,

b_{z2} – ширина зубца ротора,

h_{z2} – высота зубца ротора,

l_{z2} – осевая длина зубца ротора.

Статическая магнитная проницаемость μ_{z2} определяется по выражению

$$\mu_{z2} = \frac{1}{\mu_0} \cdot \frac{B_{z2}}{H_{z2}} \quad (12)$$

где H_{z2} – напряжённость магнитного поля при индукции B_{z2} , которая определяется кривой намагничивания стали.

Индукция B_{z2} находится из выражения

$$B_{z2} = B_{\delta} \frac{b_{\delta} l_{\delta}}{b_{z2} l_{z2}} \quad (13)$$

где B_{δ} – индукция в воздушном зазоре при согласованном положении зубцов и номинальном магнитном напряжении зубцового слоя.

В *рассогласованном положении* магнитная цепь представлена линейной магнитной проводимостью $g_{\delta u}$:

$$g_{\delta u} = \mu_0 \left(\frac{b_{\delta}}{\delta} \right)_u l_{\delta}, \quad (14)$$

Здесь коэффициент магнитной проводимости $\frac{b_{\delta}}{\delta}$ может быть определён по выражению:

$$\frac{b_{\delta}}{\delta} = \frac{2}{\beta} \ln \left(1 + \frac{2\beta \Delta b_{z2}}{2\delta + \beta(b_{n2} - b_{z1})} \right) + \frac{2(b_{n2} - b_{z1})}{2\delta + \beta(b_{n2} - b_{z1})} + \frac{2}{\beta} \ln \left(1 + \frac{\beta b_{z1}}{2\delta + \beta(b_{n2} - b_{z1})} \right) \quad (15)$$

где $\Delta b_{z2} = 0, 1 l_{z2}$.

Особо следует оговорить, что выражения (11) и (15) дают корректные результаты лишь при определённых условиях [3]:

– не должно быть перекрытия зубцов статора и ротора, что может быть записано в виде выражения

$$b_{z1} < b_{n2} \quad (16)$$

– высота зубца статора должна превышать половину ширины «паза» статора

$$h_{z1} > \frac{b_{n1}}{2} \quad (17)$$

– высота зубца ротора должна превышать половину ширины «паза» ротора

$$h_{z2} > \frac{b_{n2}}{2} \quad (18)$$

Также, как показывают исследования многих авторов, целесообразно ограничить ещё ряд взаимосвязей между геометрическими размерами зубцового слоя:

– разность между шириной зубца статора и ротора не должна превышать четырёхкратной величиной воздушного зазора [2]

$$|b_{z1} - b_{z2}| \leq 4\delta \quad (19)$$

– разность длин зубцов статора и ротора в осевом направлении не должна превышать удвоенной величины воздушного зазора

$$|l_{z1} - l_{z2}| \leq 2\delta \quad (20)$$

Дополнительно считаем необходимым ввести ограничение минимальной ширины зубца статора (ротора)

$$\min(b_{z1}, b_{z2}) > b_{z\min} \quad (21)$$

где $b_{z\min}$ – минимальная ширина зубца статора (ротора). Предлагаем принять равной (12...15) мм.

Магнитное напряжение зубцового слоя для согласованного положения

$$U_a = H_{z1}h_{z1} + \frac{B_\delta}{\mu_0} \cdot \frac{b_\delta}{\left(\frac{b_\delta}{\delta}\right)_a} + H_{z2}h_{z2} \quad (22)$$

Окончательно, математическая модель имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_z = \frac{Z}{\pi} \left(\int_0^{U_a} [g_a U] dU - \int_0^{U_g} [g_u U] dU \right); \\ g_a = \frac{1}{\frac{1}{g_{z1}} + \frac{1}{g_{\delta a}} + \frac{1}{g_{z2}}}; \\ g_{z1} = \mu_{z1} \mu_0 \frac{b_{z1}}{h_{z1}} l_{z1}; \\ g_{z2} = \mu_{z2} \mu_0 \frac{b_{z2}}{h_{z2}} l_{z2}; \\ g_{\delta a} = \mu_0 \left(\frac{b_\delta}{\delta}\right)_a l_\delta; \\ g_u = \mu_0 \left(\frac{b_\delta}{\delta}\right)_u l_\delta; \\ \mu_{z1} = \frac{1}{\mu_0} \cdot \frac{B_{z1}}{H_{z1}}; \mu_{z2} = \frac{1}{\mu_0} \cdot \frac{B_{z2}}{H_{z2}}; \\ B_{z1} = B_\delta \frac{b_\delta l_\delta}{b_{z1} l_{z1}}; B_{z2} = B_\delta \frac{b_\delta l_\delta}{b_{z2} l_{z2}}; H_{z1} = f(B_{z1}); H_{z2} = f(B_{z2}); \\ \left(\frac{b_\delta}{\delta}\right)_a = \frac{1}{\beta} \ln \left(1 + \frac{4\beta \cdot \Delta h_{z1}}{2\delta + \beta |b_{z1} - b_{z2}|} \right) + \frac{2}{\beta} \ln \left(1 + \frac{\beta |b_{z1} - b_{z2}|}{2\delta} \right) + \frac{b_\delta}{\delta}; \\ \left(\frac{b_\delta}{\delta}\right)_u = \frac{2}{\beta} \ln \left(1 + \frac{2\beta \Delta b_{z2}}{2\delta + \beta (b_{n2} - b_{z1})} \right) + \frac{2(b_{n2} - b_{z1})}{2\delta + \beta (b_{n2} - b_{z1})} + \frac{2}{\beta} \ln \left(1 + \frac{\beta b_{z1}}{2\delta + \beta (b_{n2} - b_{z1})} \right); \\ U_a = H_{z1}h_{z1} + \frac{B_\delta}{\mu_0} \cdot \frac{b_\delta}{\left(\frac{b_\delta}{\delta}\right)_a} + H_{z2}h_{z2}; \\ l_\delta = \min(l_{z1}, l_{z2}); b_{z1} < b_{n2}; h_{z1} > \frac{b_{n1}}{2}; h_{z2} > \frac{b_{n2}}{2}; \\ |b_{z1} - b_{z2}| \leq 4\delta; |l_{z1} - l_{z2}| \leq 2\delta; \min(b_{z1}, b_{z2}) > b_{z\min}. \end{array} \right. \quad (23)$$

Следует отметить, что в модели (23) не присутствует фазный ток. В реактивном индукторном двигателе момент определяется законом изменения проводимости зубцового слоя, который, как показано выше, может быть определён через геометрические размеры и индукцию. А последняя, как известно, и определяется магнитодвижущей силой катушки (при известной геометрии магнитной системы). Однако, чтобы упростить математическую модель, целесообразно выразить и момент, и магнитное напряжение зубцового слоя через геометрические размеры и индукцию, а в процессе расчётов ставить момент и магнитное напряжение, полученные при данной геометрии и индукции, в соответствие друг другу.

Таким образом, разработана математическая модель для определения момента, развиваемого зубцовой зоной АИД, особенность которой состоит в определении коэнергии зубцового слоя непосредственным интегрированием закона изменения проводимости зубцового слоя. В качестве исходных данных для расчёта момента и магнитного напряжения геометрические размеры зубцового слоя:

- внутренний диаметр статора D_b ,
- односторонний воздушный зазор в согласованном положении δ ,
- ширина зубца статора b_{z1} ,
- ширина зубца ротора b_{z1} ,
- высота зубца статора h_{z1} ,
- высота зубца ротора h_{z2} ,
- осевая длина зубца статора l_{z1} ,
- осевая длина зубца ротора l_{z2} ,

а также индукция в воздушном зазоре в согласованном положении B_δ и количество зубцов Z . Модель может использоваться для вычисления момента и магнитного напряжения в пусковых режимах работы двигателя.

Список литературы: 1. *Птах, Г. К.* Развитие методов расчёта электромагнитных процессов в электромеханических системах с индукторными машинами [Текст] : Монография / Г.К. Птах. – Юж.-Рос. гос. техн. ун-т. Новочеркасск : Ред. журн. «Изв. вузов. Электромеханика», 2003. – с. 232. 2. *Ткачук, В.І* Електромеханотроніка [Текст] : Підручник / В Ткачук – Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2006. – с. 440. 3. *Алексеева М. М.* Машинные генераторы повышенной частоты. Л., «Энергия», 1967 4. *Седов В.И., Леонов Д.А.* Аналитический метод расчета магнитной проводимости зазора реактивного индукторного двигателя // Электровозостроение: сб. научн. тр / ОАО «Всерос. н.-и. и проектно-конструктр. ин-т электровозостроения» (ОАО «ВЭЛНИИ»). – Т.43 – Новочеркасск, 2001. – с.35-39.

Поступила в редакцию 30.09.2010

ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

УДК 623.438:539.3

Є.В. ПЕЛЕСЬКО, канд. техн. наук, н.с. каф. ТММ і САПР, НТУ «ХПІ»,
М.А. ТКАЧУК, докт. техн. наук, проф., зав. каф. ТММ і САПР, НТУ «ХПІ»,
С.Т. БРУЛЬ, канд. техн. наук, заст. нач. Управління з організації
матеріально-технічного забезпечення військ (сил) Генерального штабу
Збройних Сил України (м. Київ),

О.В. ЛИТВИНЕНКО, канд. техн. наук, провідний інженер проекту
ВАТ «Головний спеціалізований конструкторсько-технологічний
інститут» (м. Маріуполь),

І.М. КАРАПЕЙЧИК, голова правління - генеральний директор
ВАТ «Азовмаш» (м. Маріуполь)

КОМПЛЕКСНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ТА ЖОРСТКОСТІ КОРПУСІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

В статті розглядається задача розробки методів, алгоритмів і способів генерації моделей бронекорпусів легкобронированих боевых машин с целью обоснования параметров, которые обеспечивают заданные тактико-технические характеристики, на основе оперативного решения задач анализа их напряженно-деформированного состояния при осуществлении выстрелов с учетом лавинообразного роста количества типов проектируемых машин, их конструктивных схем, конструктивных и технологических параметров, а также возможных режимов боевого использования.

The task of development of methods, algorithms and generation technique for armored hulls light fighting vehicles models is solving in the paper. Fast growth of designed machines types, their structural charts, technological parameters and also possible modes of battle application are taken into account.

1. Вступ. У сучасному світовому бронетанкобудуванні на даний час приділяється значна увага проектуванню і випуску легкоброньованих машин (ЛБМ). Цьому сприяє характер бойових дій, що носять у багатьох випадках участь в регіональних конфліктах, антитерористичних і миротворчих операціях. При цьому на перший план виступають такі характеристики як рухливість, достатньо низька вартість, можливість створення на базі єдиного шасі декількох модифікацій ЛБМ. Крім того, найважливішою обставиною на користь легкоброньованих машин виступає можливість порівняно недорогої модернізації ЛБМ, що перебувають на озброєнні, до рівня сучасних вимог за тактико-технічними характеристиками (ТТХ) шляхом установки нових бойових модулів (БМ), силових агрегатів, систем управління і т.д. Специфіка складних задач, що виникають при цьому, полягає в тому, що для досягнення

заданих ТТХ рухливості, озброєності, захищеності потрібне проведення великої кількості експериментальних, аналітичних, числових досліджень фізико-механічних процесів, які супроводжують процес експлуатації і бойового застосування цих машин. Оскільки в розробці можуть знаходитися декілька типів машин одночасно, причому кожна в декількох модифікаціях, і режими бойового застосування яких є достатньо різноманітними, то це спричиняє ситуацію «лавина моделей» і «лавина режимів бойового застосування».

Через високу відповідальність конструктивних рішень, які безпосередньо визначають ТТХ спроектованих бойових машин, сам процес моделювання стає незамінним у сучасній практиці проектування. Причому для отримання оптимальних рішень із забезпеченням підвищення ТТХ ця складова проектного процесу є визначальною, а, отже, і обов'язковою [1-5]. У зв'язку з цим виникає масштабна науково-технічна проблема, що полягає в необхідності, з одного боку, інтенсифікації і підвищення якості проектування з метою забезпечення заданих ТТХ ЛБМ, а з іншого – у відсутності теоретичних розробок, алгоритмів і програмно-модельного забезпечення розв'язання цих задач в сучасних умовах. Зокрема, однією із складових цієї проблеми є *актуальна і важлива* задача забезпечення заданих ТТХ спроектованих ЛБМ на основі нових підходів до моделювання динамічних процесів і напружено-деформованого стану (НДС) сімейств бронекорпусів як найбільш відповідальних і навантажених елементів конструкції при дії зусиль віддачі в процесі здійснення пострілів із скорострільних артилерійських систем на основі розробки і застосування спеціалізованих параметризованих моделей і систем, інтегрованих в універсальні CAD/CAM/CAE-системи.

Мета досліджень. Метою роботи є розробка нових підходів до забезпечення на етапі проектування заданих ТТХ рухливості, точності стрільби, захищеності легкоброньованих машин шляхом обґрунтування масових, міцнісних і жорсткісних характеристик їх корпусів при підвищених навантаженнях від зусиль віддачі в процесі стрільби за рахунок науково-обґрунтованого вибору конструктивних параметрів із застосуванням створюваного спеціалізованого програмно-модельного комплексу, інтегрованого в сучасні CAD/CAM/CAE-системи.

Досліджуються динамічні процеси напружено-деформованого стану корпусів ЛБМ при здійсненні пострілів із скорострільних артилерійських установок.

Постановка задачі. Розглядаючи стан питання моделювання фізико-механічних процесів у бронекорпусах з метою обґрунтування конструктивних параметрів, що забезпечують задані ТТХ легкоброньованих машин, можна відзначити певне просування у цьому напрямі, описане, зокрема, у роботах [3-10]. Проте повного розв'язання дана задача у цих роботах не знайшла. Так, при розробці варіантів модернізації легких за

масою бойових машин (БТР-60, БТР-70, БТР-80, МТ-ЛБ, БМП-2), а також при проектуванні, наприклад, БТР-3Е, БТР-70УМ, БТР-80УМ, БТР-4, БТР-94 і оснащенні їх при цьому новими БМ виникає важлива задача забезпечення міцності і жорсткості легкоброньованих корпусів. Оскільки корпусні елементи даних машин в процесі бойового використання піддаються дії цілого комплексу динамічних і імпульсних дій, то початкова задача призводить до необхідності дослідження НДС просторових пластинчастостержневих конструкцій при різних варіантах конструктивного посилення, з різними варіантами озброєння і силового агрегату, а також при варіюванні режимів бойового застосування. При цьому слід вирішувати проблему створення нової технології розв'язання проектних задач з великою кількістю різних типів конструкцій.

Методи досліджень. У роботі запропонована загальна постановка задачі, параметрична математична модель НДС досліджуваного класу конструкцій і основні підходи до розв'язання виникаючих задач.

Розглянемо напружено-деформований стан корпусу колісної або гусеничної бойової машини, що описується системою рівнянь

$$L(u, p, r, t) = f(r, t), \quad (r \in \Omega, t \in [t_n, t_k]), \quad (1)$$

де L – оператор початково-крайової задачі, $u = u(r, t)$ – вектор переміщень точок конструкції, віднесений до просторових координат r і часової координати t , $f(r, t)$ – масив навантажень на досліджувану конструкцію з параметрами p .

Специфіка досліджуваної задачі полягає в тому, що масив $p \in V$, по-перше, варіюваним (як за складом, так і за значеннями); по-друге, він частково є шуканим на основі деяких критеріїв; по-третє, як параметри тут розглядаються узагальнені параметри. Таким чином, для деякої точки параметричного простору $p \in V$ внаслідок розв'язання задачі (1) отримуємо

$$u = u(p, r, f, t). \quad (2)$$

Тоді можна визначити деякі характеристики досліджуваного процесу:

$$g_i = g_i(u), i = 1, \dots, N_g \quad (3)$$

де N_g – кількість досліджуваних характеристик.

Такими характеристиками можуть бути максимальне напруження, переміщення, прискорення, кути повороту в конструкції в цілому або в її частині протягом заданого часу, маса, об'єм або інші інтегральні характеристики. Оскільки відповідно до (2, 3) характеристики $g_i \in V$ функціями параметрів p , то формально можна поставити наступні задачі:

– визначення залежностей

$$g_i = g_i(p), p_s \in [p_s^u, p_s^k], s = 1, \dots, N_p, \quad (4)$$

де $[p_s^u, p_s^k]$ – інтервал варіювання компонентів N_p параметрів p_s ;

– визначення чутливості досліджуваних характеристик g_i до зміни варійованих параметрів

$$\lambda_{jq} = \partial g_j / \partial p_q ; \quad (5)$$

– визначення оптимальної в деякому розумінні конструкції:

$$p^* = \arg \min G(p), p \in S, \quad (6)$$

$$S = \{p : S_k(p) \geq 0, k = 1, \dots, N_s\}, \quad (7)$$

де G – деяка цільова функція (один з параметрів g_i або їх комбінація), S_k – обмеження, що накладається на N_s варійованих параметрів.

Для розв'язання поставленого комплексу задач необхідно вичленили два принципових моменти. Перший момент стосується задачі (1): її розв'язання для досліджуваної конструкції (корпус бронетранспортера, бойової машини, тягача і так далі) саме по собі є достатньо складною процедурою, оскільки потрібне залучення числових методів для аналізу просторово-часових розподілів переміщень, деформацій і напружень точок корпусів. Другий принциповий момент: як показує практика *реального* проектування, розв'язок задач (5, 6) втрачає свою цінність через мінливість конструктивних схем, варіантів модернізації, економічних вимог, технологічних і часових обмежень і так далі вже в ході проектування. Формально це призводить при розв'язанні задачі оптимального проектування до зміни цільової функції $G(p)$, обмежень $S(p)$, самого складу параметричного простору V . Природно, що оптимальний розв'язок p^* у даному випадку змінюється, причому всі обчислювальні і часові витрати на його отримання просто пропадають. Таким чином, в ситуації, що створилася, традиційні підходи до розв'язання поставленої задачі неефективні. У зв'язку з цим потрібна розробка нових підходів, використання потужних сучасних методів числового моделювання і потужного програмного забезпечення.

Розглянемо методи розв'язання задач з урахуванням відмічених вище особливостей. Для числового визначення НДС корпусів ЛБМ найбільш доцільне застосування методу скінченних елементів (МСЕ). При цьому початково-крайова задача після скінченно-елементної дискретизації набирає вигляду:

$$Mq + Cq + Kq = \varphi, \quad (8)$$

де M, C, K, q, φ – матриці мас, демпфування і жорсткості досліджуваної конструкції, масив шуканих вузлових параметрів і вузлових навантажень.

Для розв'язання рівняння (8) пропонується використовувати покроковий метод Ньюмарка. В результаті числового розв'язування визначається шуканий розподіл $u = u(t)$. Враховуючи, що матриці M, C, K є явними або неявними функціями параметрів p , то отримуваний числовим методом

розв'язок є неявною функцією даних параметрів: $u = u(p)$. Відповідно параметричні залежності можуть в даному випадку визначатися за принципом «чорного ящика»: на вході – набір параметрів p , на виході – параметри стану u (після процесу інтерполяції – $u(r, t)$). Принципова схема організації досліджень може бути реорганізована у вигляді комплексу, побудованого за модульним принципом (рис. 1).

Запропонований метод дослідження дає можливість на основі параметричного підходу *автоматизувати* процес розв'язання задач аналізу, що в свою чергу створює передумови для організації в автоматизованому же режимі процедур спрямованого пошуку раціональних розв'язків.

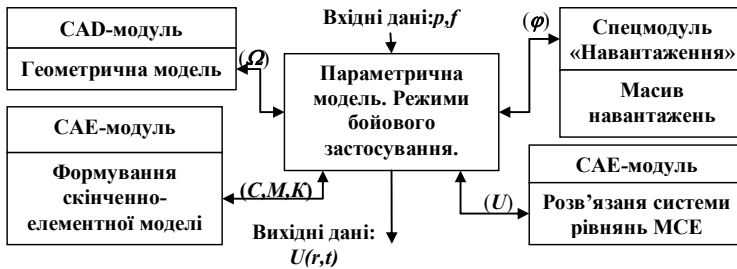


Рисунок 1 – Етапи дослідження НДС корпусів ЛБМ із застосуванням спеціалізованого інтегрованого програмно-модельного комплексу

Методи розв'язання задач синтезу у розширеній постановці. Суть запропонованого підходу полягає в тому, що в просторі V визначається покриваюча множина $\bar{S} \supset S$, і для її дискретного розбиття $D_s = \{p_{ij} = p_{in} + (j-1) \cdot (p_{ik} - p_{in}) / (\bar{N}_i - 1), i = 1, \dots, N_p, j = 1, \dots, \bar{N}_i\}$, де \bar{N}_i – кількість точок дискретизації інтервалу зміни параметра p_i , розв'язується задача визначення

$$u_{ij} = u_{ij}(p_{ij}), g_{sij} = g_{sij}(p_{ij}). \quad (9)$$

Оскільки при зміні G, V, S, p завжди є можливість за наявною базою даних (9) визначити з наперед заданою точністю $\Delta p_i = (p_{ik} - p_{in}) / (\bar{N}_i - 1)$ оптимальний розв'язок $p^{**} \approx p^*$, то або цей розв'язок можна прийняти як шуканий, або вибрати його як початкове наближення для визначення p^* .

Безперечною перевагою запропонованого підходу є величезне заощадження часу на розв'язання задач оптимального проектування при варійованих критеріях. Очевидним його недоліком – необхідність «великих початкових капітальних вкладень» у вигляді багатоваріантних розв'язань задач аналізу при створенні бази даних (9). Запропонована стратегія

переміщає основні витрати обчислювальних зусиль на початкові етапи проектних робіт. Саме на цих етапах розробникам особливо необхідні дані результати.

Для визначення *інтегральних характеристик* НДС корпусів транспортних засобів спеціального призначення пропонується використовувати узагальнений параметричний підхід. Його суть в тому, що як узагальнені параметри приймаються не лише геометричні параметри, величини сил, фізико-механічні характеристики (тобто параметри в традиційному розумінні), але і види конструкторських рішень, характерні особливості розрахункових схем, вживані способи дискретизації задач аналізу. Для побудови параметричних інтегрованих моделей і розрахунків НДС пропонується використовувати універсальну систему високого рівня Pro/ENGINEER/ Pro/Mechanica. Для взаємодії між різними системами, варіювання параметрів і задавання навантажень пропонується використовувати спеціалізовану параметричну інтегровану модель (СПИМ), що є основою для організації досліджень в універсальних системах (рис. 2).



Рисунок 2 – Схема спеціалізованої інтегрованої системи автоматизованого аналізу і синтезу

Як силову дію при розрахунку НДС корпусів пропонується використовувати екстремальні режими експлуатації транспортних засобів спеціального призначення при веденні стрільби чергою із гармат в різних напрямках.

Для оцінки НДС корпусу як характерні жорсткісні параметри на основі досвіду пропонується взяти переміщення, кути повороту і напруження в характерних точках, наприклад, розташованих на корпусі в області погонного кільця бронетранспортера БТР-80 (або іншої машини).

Після отримання значень жорсткісних та міцнісних параметрів знаходяться відносні податливості конструкції (інтегральні характеристики)

$$(w = c_w \cdot P, \varphi_x = c_{\varphi x} \cdot P, \varphi_y = c_{\varphi y} \cdot P) \Rightarrow (c_w = w/P, c_{\varphi x} = \varphi_x/P, c_{\varphi y} = \varphi_y/P), \quad (10)$$

де w, φ_x, φ_y – кінематичні параметри, що визначають відхилення осі цапф гармати від заданого напрямку при стрільбі; P – навантаження; $c_w, c_{\varphi x}, c_{\varphi y}$ – податливості конструкції, що утворюють деякий масив (поповнюваний і змінний).

Оскільки бронекорпус розглядається в процесі здійснення пострілів з БМ, оснащеного скорострільними артилерійськими системами, то зі всього комплексу ТТХ бойової машини можна виділити ті, які визначаються параметрами корпусу і ТТХ бойового модуля. Відповідно зі всієї різноманітності параметрів виділяється певна підмножина (рис 3). Зокрема, на рис. 4 схематично зображений взаємозв'язок НДС корпусів ЛБМ при здійсненні пострілів з БМ з їх ТТХ. Природно, що реальна картина взаємозв'язків складніша і за складом характеристик, і за структурою їх відношень. Проте загалом запропоновану схему можна в першому наближенні прийняти як початкову.

Таким чином, із всього комплексу параметрів узагальненого параметричного простору V , що ідентифікує досліджуваний об'єкт, виходячи із запропонованої загальної схеми і зважаючи на специфіку конкретної проектованої ЛБМ, можна встановити вузький клас критерійних, варійованих, обмежувальних параметрів. Найбільший вплив на цей вибір здійснюють специфіка конструкції корпусу і ТТХ комплексу озброєння бойового модуля.



Рисунок 3 – Тактико-технічні характеристики бойової машини в системі формування оціночних критеріїв конструкції корпусу легкоброньованої машини і характеристик бойового модуля

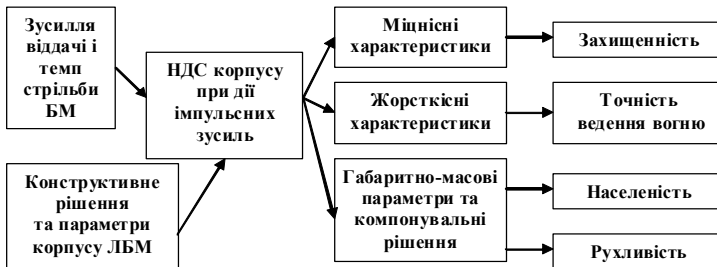


Рисунок 4 – Взаємозв'язок характеристик напружено-деформованого стану корпусів ЛБМ при здійсненні пострілів з БМ з їх тактико-технічними характеристиками

Прикладні задачі. Розглянемо як приклад корпус БТР-80. При здійсненні пострілів до найбільших деформацій і напружень схильна верхня його частина. Відповідно до цього як вихідну множину *контрольованих (керуваних)* параметрів можна запропонувати (множина I): максимальне напруження корпусу σ_{max} ; максимальні прогини точок корпусу w_{max} ; максимальні кути відхилення осі цапф скорострільної гармати від номінального напрямку φ_{max} і так далі. Як варійовані режими бойового застосування можна виділити (множина Var): кути наведення гармати; зусилля віддачі при стрільбі; темп стрільби і так далі. Як узагальнені *конструктивні* параметри можна вибрати (множина $Constr$): схема посилення підбаштового листа; товщина і кути нахилу бронелистів корпусу; масово-інерційні і габаритні розміри БМ. *Обмежувальними* чинниками можна призначити (множина K): допустимі напруження для матеріалу корпусу; граничний кут допустимого відхилення осі ствола від номіналу виходячи з критерію точності стрільби; допустимі максимальні прогини підбаштового листа і так далі (рис.5).

В процесі досліджень запропонований як інструмент програмно-модельний комплекс дає можливість оперувати не лише із статично заданою («замороженою») множиною I , K , $Constr$, Var , але і з динамічно змінюваною («плинною»). Цим самим забезпечується відхід від традиційної, жорстко регламентованої і лінійної за схемою виконання процедури проектування, і перехід до гнучкої схеми з урахуванням результатів числового моделювання НДС корпусів безпосередньо в режимі реального часу.

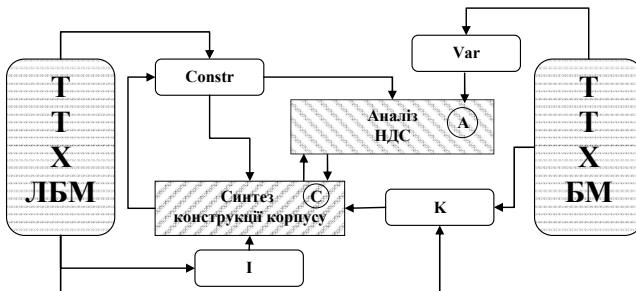


Рисунок 5 – Загальна схема розв’язання задачі вибору конструктивних параметрів корпусу ЛБМ при аналізі НДС від дії зусиль віддачі при стрільбі із скорострільних гармат

Програмно-модельний комплекс. На основі запропонованого підходу створено спеціалізований інтегрований програмно-модельний комплекс для моделювання реакції корпусу на дію зусиль стрільби. На рис. 6 пропонується нова, альтернативна запропонованій раніше, технологія досліджень, орієнтована перш за все на комплексне дослідження не одиничних, а сімейств об’єктів. Її принципова відмінність від традиційної схеми полягає в тому, що основний упор робиться на створення досить адаптованих для

використання в універсальних CAD/CAM/CAE-системах інтегрованих в ці системи параметричних моделей.

При побудові бази даних про геометрію застосовується структурний підхід. В основі «класифікації» корпусів лежить тип. Так, для вітчизняних машин як базові можна вибрати існуючі типи машин, такі як: МТ-ЛБ, БМП-1, БМП-3, БТР-80, БРДМ та інші. Подальший поділ геометричних моделей здійснюється за структурними рішеннями, оскільки існує багато структурних виконань модифікації тієї чи іншої ЛБМ.

Зокрема, ставиться задача створення бази даних моделей корпусів ЛБМ і проведення комплексу їх досліджень. На сьогоднішній день не існує скільки-небудь універсального алгоритму формалізації опису проєктованих конструкцій. В процесі проєктування і бойової машини в цілому, і бойового модуля, і бронекорпусу враховується складна множина критеріїв, обмежень, вимог, а також використовується досвід проєктування аналогічних конструкцій. В той же час можна виділити деякі узагальнені ознаки, що дозволяють проводити ідентифікацію або вже створеного об'єкту, або проєктованого. Нехай, наприклад $\vec{\alpha} = \{\alpha_1 \dots \alpha_N\}$ - деякий вектор таких узагальнених класифікуючих ознак. Ввівши у розгляд узагальнений класифікаційний простір A , побудований на компонентах α_i , що приймаються за узагальнені осі, можна трактувати об'єкт (ЛБМ), що ідентифікується, як точку даного простору $M = M(\alpha_1 \dots \alpha_N)$. Тоді можна встановити наступну формалізовану відповідність:

$$M(\alpha_1 \dots \alpha_N) \longrightarrow P(M, \gamma_1 \dots \gamma_N), \quad (11)$$

де P - узагальнений вектор-функція, що задає деякий опис конструкції бойової машини через узагальнені параметри $\gamma_1 \dots \gamma_M$.

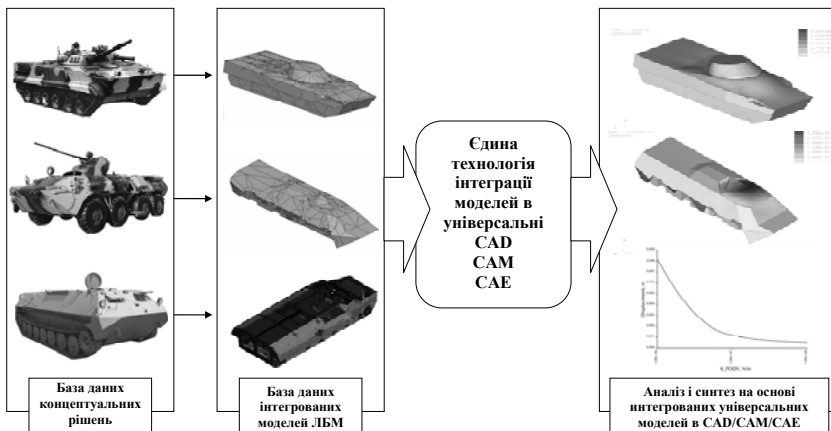


Рисунок 6 – Запропонована технологія досліджень з розробкою параметричних моделей, інтегрованих в універсальні CAD/CAM/CAE

У свою чергу ТТХ цього об'єкту можуть бути представлені у вигляді:

$$T = T(M, P, H), \quad (12)$$

де T – узагальнений вектор тактико-технічних характеристик; H – характеристики фізико-механічних процесів в корпусі.

Задача (12) є задачею зв'язку ТТХ з параметрами H , які в свою чергу визначаються в ході розв'язання різного типу задач аналізу (1).

Природно, що всі розглянуті параметри, характеристики є багатовимірними, а отримувані результати досліджень фізико-механічних процесів утворюють розгалужену структуру даних. При проведенні досліджень «в ручному режимі» одного або декількох об'єктів в принципі можливо відстежувати залежності P і T як в «прямому» напрямі $P \rightarrow u \rightarrow H \rightarrow T$, так і в «зворотному» $T \rightarrow H \rightarrow u \rightarrow P$. Першу задачу можна визначити як задачу узагальненого параметричного аналізу, другу – узагальненого параметричного синтезу.

У рамках створеного програмно-модельного комплексу розроблене в системі Pro/ENGINEER сімейство ЛБМ, зокрема, БТР-70, БТР-80, БТР-94, БМП-1, БМП-3, БРДМ, МТ-ЛБ.

Для геометричної моделі корпусу БТР-80 в системі Pro/Mechanica був проведений розрахунок напружено-деформованого стану (результати – на рис. 7). У системі автоматизованого моделювання Pro/Mechanica для моделі корпусу БТР-80 були отримані також власні частоти. Також був проведений розрахунок НДС корпусу при дії динамічного навантаження. Була промодельована серія пострілів по курсу з артилерійської системи.

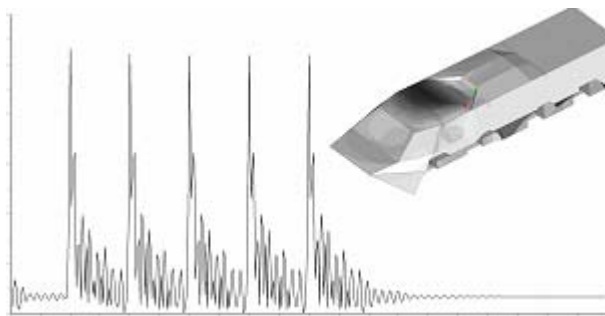


Рисунок 7 – Характер часового розподілу абсолютних переміщень у бронекорпусі БТР-80 при пострілах

За аналогією були побудовані моделі корпусів броньованої машини БМП-3, БРДМ, здійснено розрахунок їх НДС при здійсненні серії пострілів (рис. 8).

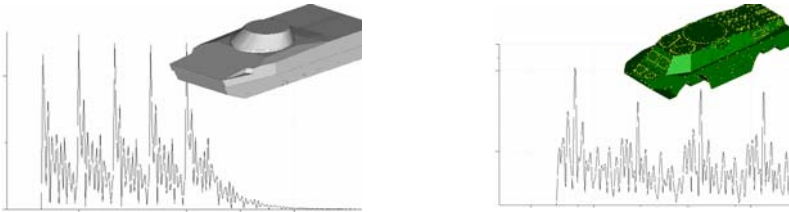


Рисунок 8 – Характер часового розподілу абсолютних переміщень та напружень по фон Мізесу в точках корпусу БМП-3 та БРДМ відповідно при динамічному навантаженні

Проведений також розрахунок НДС корпусу БТР-80 при варіюванні параметрів: товщина пропонованого «поясу» підсилення в районі БМ, товщина підбаштового листа, жорсткість підвіски, напрям стрільби. Одержані відповідні залежності максимальних переміщень та напружень від варійованих параметрів.

Також були проведені розрахунки з варіюванням напрямку стрільби. Проведений комплекс досліджень є масивом даних, які можуть бути покладені в основу при розробці рекомендацій по проектуванню і модернізації нових та існуючих конструкцій ЛБМ. На цій основі отримані характерні риси розв'язання задачі про визначення конструктивних параметрів корпусів, що забезпечують заданий рівень ТТХ бойових машин.

Експериментальні дослідження. Експериментальні дослідження бронекорпусів ЛБМ пропонується здійснювати за удосконаленою схемою. Пропонується комбінована схема забезпечення точності розрахункових моделей, що поєднує розрахунково-розрахункове і розрахунково-експериментальне обґрунтування їх параметрів. На рис. 9 представлена загальна схема цього процесу. У табл. 1 – власні частоти, отримані в різних розрахункових системах.

Таблиця 1 – Власні частоти коливань моделі корпусу, Гц

№	Pro/Mechanica, Гц	ANSYS, Гц	ANSYS (уточн.), Гц	Різниця %
1	21.500	21.762	21,365	1.2%
2	26.700	26.678	26,748	0.1%
3	28	27.472	27,234	1.9%
4	28	27.578	27,234	1.5%
5	33.1	33.470	33,229	1.1%
6	33.1	33.575	33,284	1.4%
7	35.2	35.344	35,051	0.4%

Комплексний аналіз результатів показує, що отримуване максимальне напруження в системах ANSYS і Pro/Mechanica відрізняється не більше ніж на 2 %, переміщення - 1 %, власні частоти – 3 %. Характер часових і просторових розподілів переміщень і напружень у корпусі, отриманий в різних системах, ідентичний. Початкова неоптимізована СЕМ давала грубіше

наближення: за напруженням 8-10 %, за переміщеннями – 5-6 %, за власними частотами – 10 %.

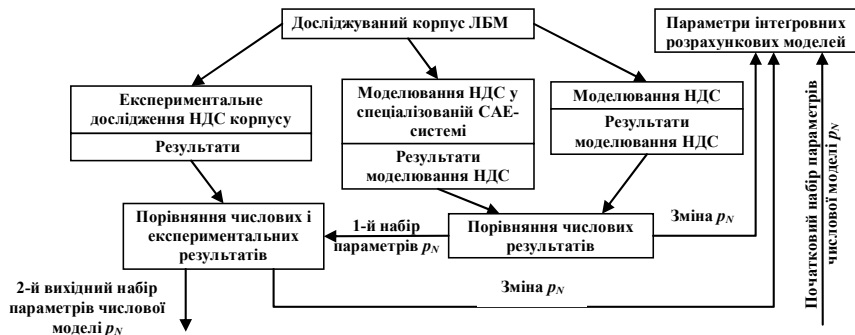


Рисунок 9 – Процес комбінованого уточнення параметрів числової моделі, що забезпечують необхідну точність моделювання НДС корпусу легкоброньованої машини

Таким чином, отримані порогові значення параметрів інтегрованої моделі корпусу БТР-80 (максимальна ступінь інтерполюючого полінома $P = 9$, розмір елемента $\Delta = 2,5 \cdot 10^{-3}$ м). В процесі проведення числових досліджень використовувалися набагато жорсткіші умови для цих параметрів. Це дозволяє стверджувати, що результуюча похибка – на рівні 5%.

На додаток до проведених розрахунково-розрахункових досліджень корпусу БТР-80 (БТР-94) був проведений додатковий комплекс досліджень корпусів БМП-3 і МТ-ЛБ за запропонованою схемою. Порівняльна відмінність не перевищує 10%, що є прийнятним результатом для розроблених експрес-моделей.

Для підтвердження достовірності числових моделей був проведений комплекс розрахунково-експериментальних досліджень за допомогою створеного програмно-модельного комплексу. Об'єктом досліджень виступив корпус БТР-80. Був проведений експеримент по знаходженню власних частот моделі корпусу БТР, в ході якого отримані таблиці переміщень, швидкостей і прискорень в часі. Графічні результати експерименту проілюстровані на рис. 10. Були також проведені розрахунки власних частот конструкції і реакції конструкції на імпульсні дії. Порівнювані частоти, отримані числовим шляхом і при проведенні експерименту, наведені в табл. 2.

Таблиця 2. Власні частоти досліджуваної конструкції, Гц

Експериментально отримані частоти	18-20	–	190-210	–	420-440
Чисельно отримані частоти	–	79	237	266	418

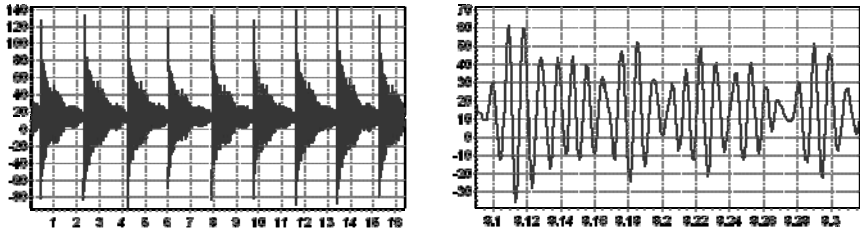


Рисунок 10 – Графіки розподілу в часі прискорень в точці підбаштового листа (експеримент)

Отримані результати служать базою для встановлення точності результатів і достовірності параметрів інтегрованих СЕМ досліджених в роботі корпусів. Аналіз показав, що і за характером, і за величинами отримувані розподіли відповідають один одному, причому похибка знаходиться в межах 6%.

Як додаткове дослідження верифікації було проведено розрахунково-експериментальне визначення власних частот макету фрагмента корпусу БТР-80 на спеціальному лабораторному стенді, з одного боку, і чисельно – з іншого. На рис. 11-12 показані зафіксовані експериментально і отримані чисельно власні форми і спектри власних коливань моделей верхніх частин корпусів БТР-80.

Отримані результати служать базою для встановлення точності результатів і достовірності параметрів інтегрованих СЕМ досліджених в роботі корпусів. Аналіз показав, що і за характером, і за величинами отримувані розподіли відповідають один одному, причому похибка знаходиться в межах 6%.

Як додаткове дослідження верифікації було проведено розрахунково-експериментальне визначення власних частот макету фрагмента корпусу БТР-80 на спеціальному лабораторному стенді, з одного боку, і чисельно – з іншого. На рис. 11-12 показані зафіксовані експериментально і отримані чисельно власні форми і спектри власних коливань моделей верхніх частин корпусів БТР-80.

Проведений комплекс розрахунково-розрахункових і розрахунково-експериментальних досліджень корпусів ЛБМ підтвердив: адекватність опису розробленими фізичними, геометричними, математичними і числовими моделями корпусів легкоброньованих машин досліджуваних фізико-механічних процесів при здійсненні пострілів; задовільну якість і кількісну відповідність числових і експериментальних результатів моделювання НДС корпусів легкоброньованих машин; прийнятність використання інтегрованих моделей для моделювання реакції корпусу на бойове застосування скорострільних артилерійських систем з похибкою, що припускається при цьому, не вище 10%.


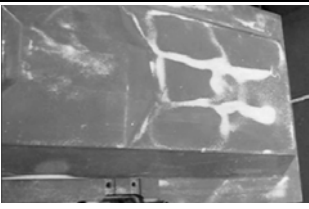
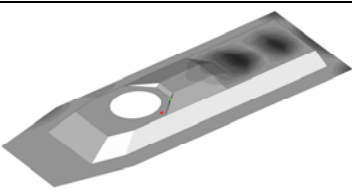
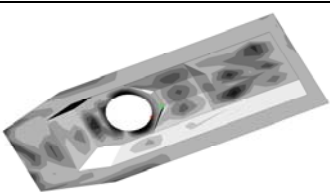
Експеримент		280 Гц		680 Гц
Розрахунок		276 Гц		673 Гц

Рисунок 11 – Деякі форми коливань моделі верхньої частини корпусу БТР-80

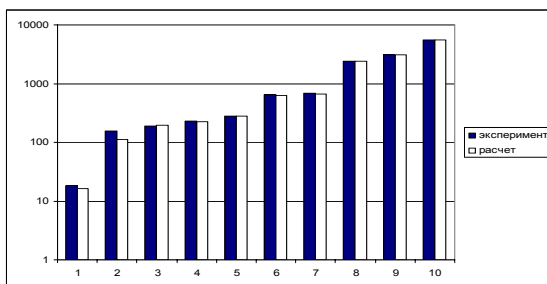


Рисунок 12 –Частоти МВЧК БТР-80, отримані експериментальним і числовим шляхом

Виконані розробки і дослідження дозволили створити в результаті спеціалізований інтегрований програмно-модельний комплекс, який з успіхом застосовувався при виконанні бюджетних тем та господарських договорів. У практичному плані отримані результати були впроваджені в процес проектування бронетранспортера БТР-94 та при проведенні проектних робіт з модернізації БТР-70, 80.

Зокрема, в процесі проектування були враховані наступні рекомендації.

1. Немодернізовані корпуси бронетранспортерів БТР-70, 80 не забезпечують необхідної міцності елементів корпусу, оскільки від багатоциклової дії зусиль віддачі можливе руйнування конструкції. У зв'язку з цим запропонований варіант підсилення горизонтальних швелерів. Це забезпечило міцність корпусу БТР-80 зі встановленими новими бойовими модулями з точки зору цілісності і довговічності корпусу як основного захисного елементу конструкції.
2. При оснащенні модернізованих бронетранспортерів БТР-70, БТР-80 новими бойовими модулями виникла проблема забезпечення точності

стрілби, оскільки визначальним чинником при проведенні темпової стрілки є кутові переміщення гармати відносно осі цапф. У зв'язку з цим запропоновано поєднати заходи щодо зміцнення корпусу із заходами щодо його посилення. Внаслідок цього коливання осі цапф від деформації корпусу зменшуються.

Висновки. Робота містить розв'язання актуальної і важливої науково-практичної задачі розробки методів і засобів забезпечення в процесі проектування заданих ТТХ легкоброньованих бойових машин на основі аналізу НДС їх корпусів при дії зусиль віддачі в процесі стрілки із скорострільних гармат. На основі розроблених підходів, методів і створеного програмно-модельного комплексу проведений багатоваріантний аналіз НДС корпусів ЛБМ при дії імпульсних навантажень, результати якого покладені в основу розробки рекомендацій з проектування корпусів машин.

Одержані результати дають підставу для наступних висновків.

1. У статті міститься теоретичне узагальнення і нове розв'язання актуальної і важливої наукової задачі, що полягає у створенні методів автоматизованого аналізу і синтезу корпусів колісних і гусеничних ЛБМ на базі розроблених спеціалізованих *інтегрованих параметризованих* моделей за критеріями міцності і жорсткості при дії зусиль віддачі при стрілбі, що забезпечує досягнення заданого рівня ТТХ рухливості, захищеності і вогневої потужності проєктованих ЛБМ.
2. У роботі вперше запропонована комплексна модель, що об'єднує фізичну, математичну, геометричну і числову моделі, яка, на відміну від традиційних, створюється на основі єдиного наскрізного параметричного опису.
3. Створена нова математична модель для опису динамічних процесів у корпусах ЛБМ при здійсненні пострілів, що відрізняються комплексним підходом до забезпечення заданого рівня ТТХ і орієнтацією на впровадження моделей, що розробляються, в універсальні системи автоматизованого проектування типу Pro/ENGINEER.
4. У роботі описано *сімейство* інтегрованих параметризованих моделей корпусів БТР-80, БМП-2, БМП-3, БРДМ, МТ-ЛБ, які вирізняються єдиним підходом до їх створення, єдиною технологією їх дослідження в середовищі Pro/ENGINEER. Застосування цих моделей дає можливість різко (у 3-4 рази і більше) скоротити на ранніх етапах проектування терміни дослідження фізико-механічних процесів в корпусах легкоброньованих машин при стрілбі.
5. Створений та описаний у роботі спеціалізований програмно-модельний комплекс відрізняється властивостями гнучкості, переналаджованості, доповнюваності інтегрованих моделей і носить характер достатньо універсального інструменту для обґрунтування проєктних рішень і забезпечення заданих ТТХ.
6. Розроблені із застосуванням методів, алгоритмів і програмно-модельного комплексу практичні рекомендації дозволяють при проєктуванні бронетранспортерів забезпечити задані складові ТТХ.

7. Достовірність отриманих результатів досліджень і точність розрахункових моделей Pro/ENGINEER забезпечується в роботі на основі оригінального варіанту розрахунково-експериментального методу досліджень корпусів: порівняно з експериментальними даними похибка не перевищує 10 %; порівняно з результатами числових досліджень із застосуванням еталонних моделей і системи ANSYS – 5% за максимальними переміщеннями і 10% – за максимальним напруженням. При цьому якісна відповідність результатів – повна.

Напрями подальшої роботи полягають у реалізації запропонованих підходів у вигляді фізичних, геометричних і скінченно-елементних інтегрованих моделей для впровадження на вітчизняних підприємствах, в НДІ, КБ на етапі проектування з метою проведення необхідних досліджень для забезпечення заданих ТТХ шляхом науково обгрунтованого вибору конструктивних схем і параметрів корпусів, забезпечуючи міцність і жорсткість в процесі навантажень зусиль віддачі при здійсненні пострілів із скорострільних гармат.

Список літератури. 1. *Веретельник Ю.В., Миргородский Ю.Я., Пелешко Е.В., Ткачук Н.А.* Параметрические модели элементов сложных систем как основа построения специализированных расчетных систем // Механіка та машинобудування. – 2003. – № 1. – Том 2. – С.3–8. 2. *Глуценко Э.В., Пелешко Е.В., Шаталов О.Е., Колесник В.А.* Формирование математических моделей для исследования прочности и жесткости элементов корпусов транспортных средств специального назначения // Вестник НТУ “ХПИ”. Тематический выпуск «Колесные и гусеничные машины специального назначения». Харків – 2003. – №27. – С.62-70. 3. *Васильев А.Ю., Пелешко Е.В.* Построение параметрических моделей корпусов многоцелевых транспортеров для расчета их прочностных и жесткостных характеристик // Вестник НТУ “ХПИ”. Тематический выпуск «Колесные и гусеничные машины специального назначения» – 2003. – №28. – С.102-112. 4. *Васильев А.Ю., Малакей А.Н., Пелешко Е.В., Шаталов О.Е.* К вопросу интегрированных систем анализа динамических процессов в корпусах транспортных средств специального назначения // Механіка та машинобудування. – 2004. – №1 – С. 51-60. 5. *Пелешко Е.В., Ткачук Н.Н., Гриценко Г.Д., Ткачук Н.А.* Специализированный интегрированный программно-модельный комплекс на основе обобщенного параметрического описания сложных механических систем // Вісник НТУ "ХП" Тематичний випуск “Машинознавство і САПР” – Харків: НТУ “ХП”, 2007.– № 3. – С.101-117. 6. *Пелешко Е.В.* Применение обобщенно-параметрического подхода к анализу корпусов транспортных средств специального назначения // Механіка та машинобудування // Науково-технічний журнал.– Харків: НТУ “ХП” – 2005. - №1. – С.83-87. 7. *Пелешко Е.В.* Интегральные характеристики напряженно-деформированного состояния корпусов транспортных средств специального назначения // Вісник Національного технічного університету “ХП”. Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Динаміка і міцність машин. – Харків: НТУ “ХП”, 2005.– № 47. – С.128-133. 8. *Пелешко Е.В., Васильев А.Ю., Гриценко Г.Д., Бруль С.Т., Пономарев Е.П.* Расчетно-экспериментальная идентификация параметров численных моделей корпусных элементов транспортных средств // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал – Харків.: НТУ «ХП», 2007. - №1. С. 95-100. 9. *Пелешко Е.В., Васильев А.Ю., Гриценко Г.Д., Бруль С.Т., Пономарев Е.П.* К вопросу о расчетно-экспериментальном определении параметров численных моделей корпусов транспортных средств // Вісник НТУ "ХП" Тематичний випуск “Транспортне машинобудування” – Харків: НТУ “ХП”, 2007.– № 33. – С.140-144. 10. *Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Пелешко Е.В.* Комплексное экспериментальное исследование элементов корпусов транспортных средств специального назначения // Вісник НТУ "ХП" Тематичний випуск “Машинознавство і САПР” – Харків: НТУ “ХП”, 2008.– № 2. – С.42-53.

Поступила в редколлегию 30.09.2010

ДВИГУНИ І ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ

УДК 621.436.2.001.57

А.Н. БОРИСЕНКО, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»,
П.С. ОБОД, аспірант, НТУ «ХПИ»,
О.В. ЛАВРИНЕНКО, стажер–преподаватель, НТУ «ХПИ»

СОВРЕМЕННЫЕ ИНФОРМАЦИОННО–ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ ВИБРОДИАГНОСТИКИ ДВС

Розглянуті основні досягнення та тенденції розвитку сучасних систем діагностики, що застосовують засоби вибродіагностики для оцінки технічного стану ДВС. Розглянуті основні методи діагностики із застосуванням вибро– та акустичних сигналів. Проведений аналіз як вітчизняних розробок, так і західних досягнень, включаючи патенти США.

In the paper modern Vibro–acoustic engine diagnostic systems are reviewed. Also main achievements and trends of the development of the systems for technical condition for internal combustion engines are shown. In the paper were taken different sources including patents.

Постановка проблеми, связь с научными и практическими задачами. В настоящее время используется широкий спектр методов и средств диагностирования технического состояния ДВС. Созданы принципиально новые системы технического обслуживания, ремонта и метрологического обеспечения средств технического диагностирования агрегатов ДВС. Актуальной стала задача повышения надежности подвижного состава. Для достижения определенного уровня надежности ДВС необходимо определять текущее состояние агрегатов и узлов, а также достаточно точно прогнозировать их остаточный ресурс.

Цель данной работы. Целью данной работы является обзор современных информационно–измерительных систем для выявления перспектив в данном направлении, а также последующее создание системы на основе передового опыта.

Анализ последних достижений по данной проблеме. Одним из основных является метод прогнозирования ресурса по изменению параметров технического устройства. Он основывается на результатах измерений того или иного прогнозируемого параметра в процессе эксплуатации. Зная математическую модель изменения прогнозируемого параметра в зависимости от эксплуатационных факторов, можно вычислить остаточный ресурс агрегата. Точность прогнозирования зависит от того, насколько адекватно математическая модель описывает поведение прогнозируемого объекта. Не меньшее влияние на точность прогнозирования оказывает и погрешность измерения технического параметра.

Сущность технической диагностики состоит из теории, методов, средств обнаружения и поиска дефектов объектов. Первичные цели технической диагностики:

- определение технического состояния объекта на настоящий момент;
- прогноз технического состояния, в котором будет находиться объект в течение ближайшего времени.

С этой целью требуется определить набор параметров, которые характеризуют состояние машин и механизмов, то есть большинство диагностических признаков, а именно: линейное и угловое перемещение, скорость и ускорение вибрации, давление, температуру, частоту вращения, и т.п.. Мировая практика показывает, что диагностика является необходимым этапом цикла жизни механизма: от проектирования и производства до выхода из строя и ремонта объекта.

На данный момент методы диагностики машин и механизмов разрабатывают по четырем направлениям:

- диагностика по управляющим сигналам;
- по виброакустическим сигналам;
- анализ концентрации продуктов износа в топливных отходах;
- по результатам анализа выпускных газов.

Метод виброакустической диагностики наиболее эффективный из них для оценки технического состояния сложного оборудования. Важно заметить, что виброакустическая диагностика не только позволяет диагностировать поломки и предотвращать возможные аварии, но также и обнаруживать развитие дефектов на очень раннем этапе, что позволяет прогнозировать аварийную ситуацию, и также позволяет запланировать объем ремонтных работ. Кроме того, этот вид диагностики дает возможность оценить качество выполненных работ. Дополнительно отметим, что вибродиагностика более чувствительна к дефектам и обеспечивает контроль технического состояния оборудования оперативно и без разрушения.

Любое оборудование, имеющее вращающиеся или перемещающиеся части, создает механические колебания, являющиеся причиной многих дефектов и преждевременного износа механизмов. Как известно, одним из наиболее распространенных видов механических колебаний является вибрация. Комплекс параметров вибрации практически полностью характеризует техническое состояние работающего агрегата и, в принципе, позволяет прогнозировать возникновение неисправностей и аварий оборудования. Использование комплекса параметров вибрации для диагностирования состояния оборудования и называется вибродиагностикой.

Существующие методы вибродиагностики заключаются не в простом определении общего уровня механических колебаний, а в анализе спектров вибраций (анализ как самого спектра, так и его изменения во времени), волн колебаний, фазовых углов колебаний, спектров огибающей высокочастотной

вибрации и др. Совокупный анализ этих параметров и сравнение с базовыми характеристиками, полученными экспериментально или на основе теоретических исследований, позволяют судить не только о скором выходе из строя агрегата, но и указывают на тип имеющейся неисправности, что дает важнейшую информацию для правильной подготовки и проведения ремонта[1].

Последние разработки в сфере вибродиагностики. В последнее десятилетие были разработаны несколько эффективных методов обнаружения основных дефектов машин и оборудования по вибрации на этапе их зарождения. Естественно, что они основаны, главным образом, на анализе высокочастотной вибрации, для возбуждения которой не нужны большие колебательные силы, но и проявляется она только в месте их действия, быстро затухая при распространении. Такие методы стали использоваться диагностами многих стран для перехода от вибрационного мониторинга к глубокой диагностике. Параллельно развивались методы автоматизации алгоритмов диагностики, что позволило ряду производителей диагностических систем заменить программным обеспечением квалифицированных экспертов при решении типовых диагностических задач. Доля таких задач очень высока и превышает девяносто процентов от всех задач, решаемых путем анализа сигналов вибрации. Первые автоматические системы вибрационной диагностики были разработаны в 1991–1992 годах и постоянно совершенствовались.

Задачи вибродиагностики. Мониторинг машин и оборудования является лишь одной из ряда технических задач, в которых для диагностики используются измерения и анализ вибрации машин и оборудования. Такого рода задачи можно разделить на семь основных групп, а именно:

- вибрационный мониторинг машин и оборудования;
- вибрационная диагностика;
- балансировка роторов по вибрации;
- обнаружение источников вибрации (шума);
- обнаружение источников акустической эмиссии;
- вибрационный модальный анализ;
- ультразвуковая дефектоскопия.

В каждой группе задач имеются свои ограничения как на объекты диагностики, так и на основные свойства вибрации, используемые для достижения оптимальных результатов. Для их описания вибрацию следует разделить, во–первых, по частотному признаку, а, во–вторых, по способу ее формирования[2].

По частоте, как правило, она делится на четыре области – низкочастотную, среднечастотную, высокочастотную и ультразвуковую.

По способу формирования – на вибрацию естественного происхождения (в машинах и т.п.) и искусственного, возбуждаемую специальным источником – вибратором.

Вибрация естественного происхождения используется для решения первых пяти групп задач, искусственного – для последних двух групп[2].

Виброакустическая диагностика машин и механизмов – независимое научное направление технической диагностики, которое возникло в объединении акустической динамики машин, теорий сигналов и распознавания дефектов.

Отличительной характеристикой вибродиагностики является использование в качестве данных для диагностики не статических параметров (как, например, температура или давление), а динамических (скорость, ускорение и перемещение) [3].

Виды вибрационных сигналов. Одни и те же вибрационные данные, представленные в виде графиков смещения, скорости или ускорения будут выглядеть по-разному. На графике смещения будет усилена низкочастотная область, а на графике ускорения – высокочастотная при ослаблении низкочастотной.

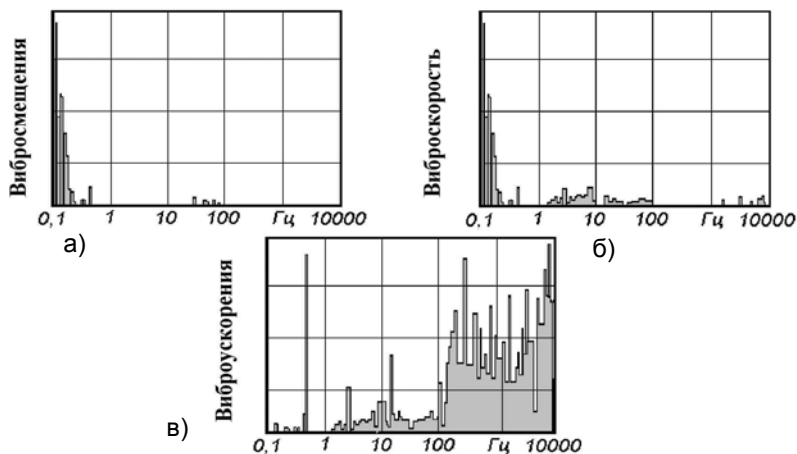


Рис. 1. Вид графического представления вибросигнала

На рисунке1 один и тот же вибрационный сигнал представлен в виде вибросмещения, виброскорости и виброускорения.

График вибросмещения очень трудно анализировать на высоких частотах, зато высокие частоты хорошо видны на графике ускорения. Кривая скорости наиболее равномерна по частоте среди этих трех. Это типично для большинства роторных машин, однако в некоторых ситуациях самыми равномерными являются кривые смещения или ускорения.

Лучше всего выбирать такие единицы измерения, для которых частотная кривая выглядит наиболее плоской. Этим обеспечивается максимум

визуальной информации для наблюдателя. Для диагностики агрегатов транспортных машин наиболее часто применяют виброскорость.

При выборе датчиков для диагностики скрытых повреждений и неисправностей предпочтение отдают датчикам ускорений (акселерометрам). Ускорение вибрации характеризует динамические явления в соударяющихся парах шестерен и подшипниках (в то время как перемещение зависит от неуравновешенности всего агрегата и его крепления). Поскольку ускорение есть векторная величина, то ориентация оси датчика строго регламентируется по отношению к вертикальной и горизонтальной плоскостям агрегата, что обеспечивает стабильность измеряемых параметров. При вибрационных испытаниях агрегатов автомобилей датчики крепятся на их корпусах в активных зонах, где располагаются опоры валов и шестерни.

Обнаружение повреждений на ранней стадии основано на выделении и анализе дискретных составляющих основных частот колебаний подшипника. Динамика процесса его разрушения отображается на спектрограммах изменения амплитуд целого ряда составляющих[1].

Пример системы диагностики из патента, зарегистрированного в США [4]. Данная система диагностики (рисунок 2) создана для обнаружения состояний движущихся внутренних механических компонентов ДВС.

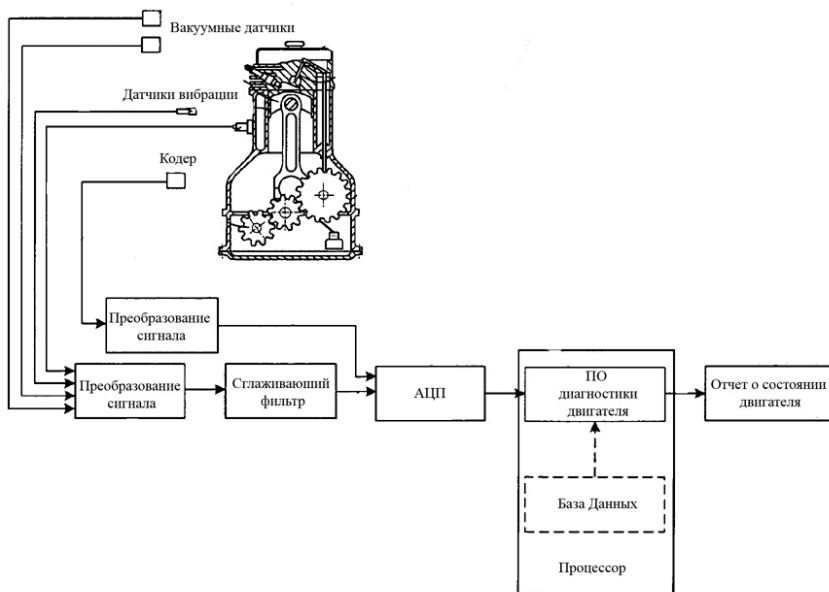


Рис. 2. Система диагностики механических компонентов ДВС

Система использует значения уровней вибрации и акустических сигналов во время холодного или горячего пуска. В систему включены акустические и вибрационные датчики, вакуумные датчики, АЦП и устройство принятия решений.

Вибрация двигателя и акустические сигналы сначала усиливаются, а потом пропускаются через фильтр нижних частот. Далее сигналы оцифровываются и посылаются в вычислительный блок. Программное обеспечение диагностики двигателя получает оцифрованные данные и выполняет цифровую фильтрацию, для выделения наиболее информативных параметров. Нужные характеристики при этом извлекаются с помощью статистического анализа и посылаются в систему принятия решений. Эта система использует нечеткую логику для принятия завершающего решения о техническом состоянии каждой из деталей. Результаты обработки информации представляются оператору.

Выводы. Существующие методы диагностирования технического состояния агрегатов и систем являются трудоемкими, а достоверность их составляет лишь 0,58..0,62. Использование вибрационных методов диагностирования имеет преимущества, которые позволяют автоматизировать процесс диагностирования, уменьшить трудоемкость, повысить достоверность диагностирования и прогнозировать остаточный ресурс. Достоверность результатов вибродиагностики в значительной степени определяется знанием характера процесса собственной вибрации диагностируемого изделия.

Результаты статьи будут использованы при создании новой системы на основе вибродиагностики, с учетом достоинств и недостатков рассмотренных систем.

Список литературы: 1. Волков В.П., Направление использования вибродиагностики в автосервисе / Волков В.П., Мищенко В.М. // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту. – 2007. – Вып № 2. с 31– 35. 2. Афанасьев А.В. Аппаратно-программный комплекс вибродиагностики энергетического оборудования [Электронный ресурс] / Афанасьев А.В. Власов А.И. // Московский Государственный Технический Университет им. Н.Э.Баумана. Режим доступа: <http://lasr.cs.ucla.edu> 3. Vibro-acoustic diagnostics of rotary type machines and mechanisms / S.Geranmaye, A.Rajabvand, M. D. Hamidzadeh, F.Etemad, Sh. M. Hasanli, S.Khoram, S.A. Seyedzadeh Sabunci., E.K. Huseynov // Conference proceeding second International conference on technical and physical problems in power engineering. P.509. 6–8.09.2004, Tabriz-Iran. 4. Пат. 0260454 США. Vibro-acoustic engine diagnostic system: Пат. 0260454 США; Опубл. 23.12.2004

Поступила в редакцию 23.09.2010

В.В. ШПАКОВСКИЙ, канд. техн. наук, НТУ “ХПИ”

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗМЕНЕНИЯ РЕОСТАТНОЙ МОЩНОСТИ МОДЕРНИЗИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ ТЕПЛОВОЗА ЧМЭ-3 НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМАХ В ПРОЦЕССЕ ДЛИТЕЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

У роботі наведені результати ресурсних експлуатаційних випробувань маневрових тепловозів ЧМЭ-3 з дизелями із серійними поршнями й з поршнями з корундовим шаром. Встановлено, що при установці в дизель поршнів з корундовим шаром його потужність підвищується на 10–15%. Найбільша швидкість зниження реостатної потужності до 37 квт на 10 тис. мотогодин наробітку відбувається при роботі дизеля на частотах 470 – 530 хв⁻¹.

In work results of resource operational trials of shunting diesel locomotives ЧМЭ-3 with diesel engines with serial buckets and with buckets with corundum a layer are resulted. It is established, that at setting in a diesel engine of buckets with corundum a layer his{its} power raises on 10-15 %. The greatest speed of drop of rheostatic power up to 37 kw on 10 thousand.hour operating time occurs at work of a diesel engine on frequencies 470 - 530 minute⁻¹.

Постановка проблемы. Среди дизелей, работающих в условиях наиболее тяжелых нагрузок, можно выделить тепловозные дизели, работающие ежедневно по 16 – 20 часов на разных режимах при переменных нагрузках. Соответственно износ деталей цилиндропоршневой группы и изменение эффективной мощности на разных режимах будут разными. А так как затраты на ремонт и обслуживание этих двигателей занимают большую часть из эксплуатационных затрат железной дороги на содержание подвижного состава, исследования влияния режимов работы дизелей на изменение эффективной мощности в процессе эксплуатации и определение оптимальных режимов являются актуальными.

Способы решения проблемы. Применяемые на сегодняшний день материалы для изготовления поршней уже не позволяют обеспечивать современные запросы пользователей и поэтому нуждаются в замене на материалы с более высокими свойствами. Одним из путей решения этой проблемы является применение поршней с теплостойким и износостойким корундовым поверхностным слоем. Испытания тракторных и автомобильных двигателей показывают, что применение поршней с корундовым слоем позволяет значительно снизить износ деталей цилиндропоршневой группы [1], улучшить качество процесса сгорания [2] и уменьшить снижение эффективной мощности в процессе эксплуатации.

Анализ публикаций. Следует отметить небольшое количество публикаций, посвященных тематике применения в двигателестроении новых материалов и оценке работоспособности дизелей при длительной эксплуатации.

Задачи исследований. Перед двигателестроением стоит несколько основных задач [3]. Одной из таких задач является обеспечение надежности работы двигателя и его долговечности при сохранении эффективной мощности в процессе длительной эксплуатации. При установке в дизель тепловоза ЧМЭ-3 поршней с корундовым поверхностным слоем ставилась задача на практике оценить их влияние на надежность работы дизеля маневрового тепловоза и сохранение эффективной мощности при длительной эксплуатации.

Результаты исследований, обоснование научных и практических результатов. Согласно регламенту тепловозы проходят диагностическую проверку каждые два с половиной - три года. В среднем комплект поршней маневровых тепловозов служит 5-7 лет. В феврале 1993 г. в депо Харьков – Сортировочный в дизель тепловоза ЧМЭ- 3 №6830 были установлены поршни с корундовым поверхностным слоем. С марта 1993 г. по декабрь 2008 г. дизель проработал 114676 моточасов без замены деталей цилиндропоршневой группы. В 2008 году наступил срок очередного проведения регламентных работ ТР-3 этого тепловоза. В депо Харьков-Сортировочный были проведены реостатные испытания, проверка состояния цилиндропоршневой группы и других систем тепловоза.

Одновременно проводились регламентные работы ТР-3 и реостатные испытания тепловоза с серийными поршнями ЧМЭ-3 №6835 того же года выпуска что и тепловоза ЧМЭ-3 №6830. За время его эксплуатации с ноября 1989 г. по октябрь 2008 г. дизель проработал 137718 моточасов и 3 раза производилась замена цилиндропоршневых групп. Первый комплект поршней был заменен в 1994 г. после наработки 36232 моточаса, второй в 2002 г. после наработки 54974 моточаса, третий в 2008 г. после наработки 46512 моточасов. Ресурс цилиндро-поршневой группы серийного дизеля тепловоза ЧМЭ-3 находится в пределах 36-55 тыс. моточасов.

Определение эффективных показателей работы дизеля проводилось на реостатном стенде. При этом определялись эффективные показатели работы двигателя на 7 режимах тепловозной характеристики [4]. Даты проведения регламентных работ и данные о замене деталей цилиндропоршневой группы, а также эффективные показатели, снятые по тепловозной характеристике исследуемых тепловозов приведены в [5],[6].

Полученные данные позволяют отследить изменение параметров дизеля в процессе эксплуатации. На рис.1 приведен график снижения реостатной мощности двигателя с корундовыми поршнями тепловоза ЧМЭ-3 №6830 и тепловоза ЧМЭ-3 №6835 со стандартным комплектом цилиндропоршневой группы по мере наработки на основных режимах работы.

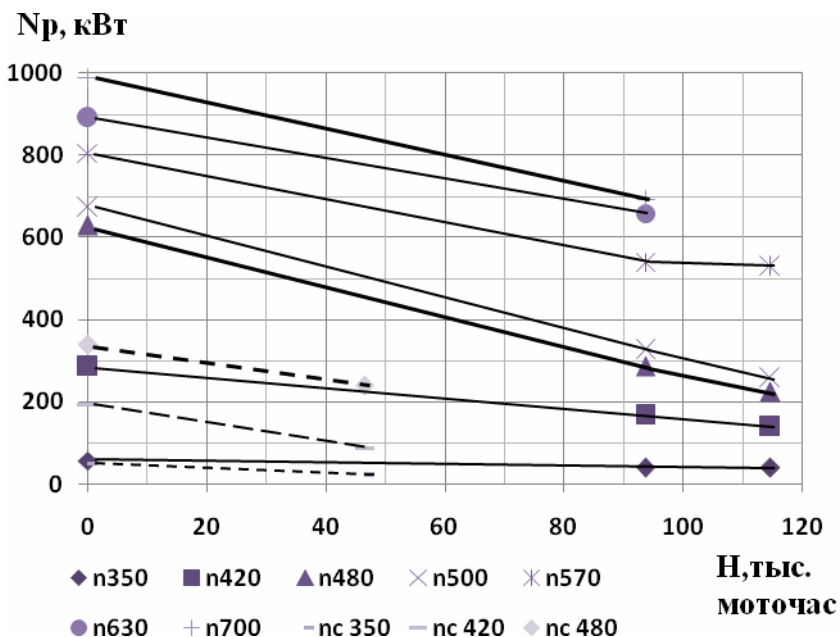


Рисунок 1– Снижение реостатной мощности серийного и модернизированного дизелей для разных режимов по мере наработки

Из графиков видно, что снижение реостатной мощности тепловоза ЧМЭ- 3 №6830 после наработки более 100 тыс. моточасов составляет 20 – 40% от значений, полученных на испытаниях дизеля после установки на него комплекта корундовых поршней. Наибольшее снижение мощности отмечается не на максимальных режимах, а на режимах скоростной характеристики со средними оборотами. При этом дизель с поршнями с корундовым слоем развивает достаточную для работы мощность. На этом дизеле установка поршней с корундовым слоем позволила увеличить мощность на 100 – 150 кВт по сравнению с дизелем со стандартным комплектом поршней.

Для определения оптимальных режимов работы, с точки зрения снижения реостатной мощности, были построены графики скорости снижения реостатной мощности на каждые 10 тыс. моточасов наработки (рис.2).

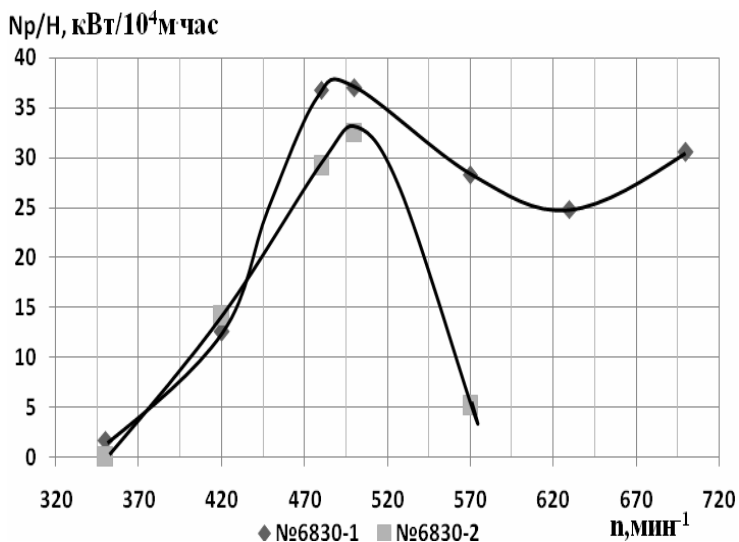


Рисунок 2 – Зависимость скорости снижения реостатной мощности от режимов работы дизеля.

При наработке до 93660 моточасов до проведения ТР-3 наибольшее снижение реостатной мощности происходит при работе дизеля на частоте 470 – 520 мин⁻¹, а наименьшее - до 440 мин⁻¹ и на частоте 600 - 630 мин⁻¹. В этом случае реостатная мощность будет снижаться на 24 – 28 кВт на каждые 10 тыс. моточасов. После наработки более 93660 моточасов до проведения ТР-3 наибольшее снижение реостатной мощности происходит при работе дизеля на частоте 470 – 530 мин⁻¹. Максимальное значение снижения реостатной мощности достигает 33 кВт на каждые 10 тыс. часов наработки.

Для дизеля с серийными поршнями наибольшее снижение реостатной мощности происходит при работе дизеля на частоте 420 – 460 мин⁻¹.

Можно предположить, что подобная неравномерность снижения мощности двигателя на разных частотах вращения происходит по нескольким причинам. Во первых снижение мощности является результатом износа цилиндропоршневой группы и как следствие большим проникновением отработавших газов в картер двигателя. На низких частотах вращения смазка деталей двигателя осуществляется более качественно и тем самым обеспечивается большее уплотнение камеры сжатия, на высоких частотах вращения коленчатого вала двигателя рабочие газы не успевают проникнуть в закольцевое пространство за тот малый промежуток времени, пока совершается рабочий ход поршня. Во вторых снижение мощности вызывается неизбежным во время эксплуатации загрязнением охладителя

надувочного воздуха. И, в третьих, на снижение мощности дизеля сказывается износ подшипников турбокомпрессора.

Выводы и заключение.

1. Анализ результатов, полученных в ходе испытаний тепловозов, позволяет говорить о значительном увеличении срока службы цилиндропоршневой группы дизеля с комплектом корундовых поршней без значительного снижения мощности дизеля, вызванного износом цилиндропоршневой группы.

2. Существуют режимы работы дизеля при которых скорость снижения мощности максимальна.

3. При работе дизеля с поршнями с корундовым слоем следует меньше работать на режимах с частотой вращения коленчатого вала $470 - 520 \text{ мин}^{-1}$, а с серийными поршнями – на частотах $420 - 460 \text{ мин}^{-1}$. Это позволит увеличить ресурс цилиндропоршневой группы и уменьшить снижение мощности дизеля в процессе эксплуатации.

Список литературы. 1. *Шпаковский В.В., Пылёв В.А., Осейчук В.В.* Применение поршней с корундовым слоем - способ повышения надёжности двигателей внутреннего сгорания // Автомобильный транспорт.-Харьков: ХНАДУ – 2007.- Вып.21.- С. 128-131. 2. *Шпаковский В.В., Марченко А.П., Пылёв В.А., Линьков О.Ю., Осейчук В.В.* Оценка влияния корундового поверхностного слоя камеры сгорания поршня на ускорение предпламенной подготовки топлива //Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. Тем. вып. «Машиноведение и сапр».-Харьков, 2007. – Вып.29 – С.115-121. 3. *Шпаковский В.В.* Проблемы повышения эффективности ДВС путём применения новых материалов для цилиндропоршневой группы и задачи научных исследований//Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ «ХПИ», 2008. 4. *Шпаковский В.В.* Результаты реостатных испытаний дизелей с поршнями, прошедшими гальваноплазменную обработку поверхности // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2009, №2 – С.115-116. 5. *Шпаковский В.В.* Результаты длительных ресурсных испытаний серийного дизеля тепловоза ЧМЭ-3 // Сб. научн. трудов. Вестник ХНАДУ.2009.Вып.45-С.75-78. 6. *Шпаковский В.В.* Изменение скоростных характеристик дизелей маневровых тепловозов в процессе длительной эксплуатации // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2009, №1 – С.110-111.

Поступила в редколлегию 30.09.10

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМАХ

УДК 621.833.6

С.Н. КАВЕЦКИЙ, НТУ “ХПИ”

ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ СИНТЕЗА ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА \overline{II} С УЧЕТОМ УГЛОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПЕРВОЙ И ВТОРОЙ СТУПЕНЕЙ

У статті описана методика синтезу планетарного механізму \overline{II} з врахуванням кутів зацеплення пар зубчастих коліс, які входять до його складу. Показана можливість виготовлення зубчатих коліс планетарного механізму \overline{II} , з використанням стандартного ріжучого інструмента.

In the article the described method of synthesis of planetary mechanism \overline{II} is taking into account the corners of hooking of pair of gear-wheels, which are included in his composition. Rotined possibility of making of gear-wheels of planetary mechanism \overline{II} , with the use of standard toolpiece.

Введение: При конструировании различных механических систем, в большинстве случаев отдают предпочтение планетарным механизмам, так как они реализовывают большие пределы возможных передаточных отношений, при незначительных габаритах. При учете углов зацепления первой и второй ступеней планетарного механизма можно получить значительно большие пределы передаточных отношений, однако вопрос о реализации на практике таких механизмов остается открытым. В статье показан порядок синтеза планетарного механизма \overline{II} с учетом углов зацепления первой и второй ступеней, а также возможность изготовления зубчатых колес механизма стандартным режущим инструментом.

Основная часть: Как показано в [2, 3], возможность определить числа зубьев для планетарных механизмов AA , II , \overline{AA} и \overline{II} с учетом различных углов зацепления для первой и второй ступени, есть. Также в работе [4] приведены области существования для этих механизмов. Однако для полученного в результате синтеза решения необходимо убедиться, что полученные пары зубчатых колес можно подобрать коэффициенты смещения, удовлетворяющие соответствующим блокирующим контурам.

Проведем синтез планетарного механизма \overline{II} , с заданным передаточным отношением, используя методику, изложенную в [2, 3, 4]. А также покажем возможность изготовления полученных пар зубчатых колес с помощью инструментальной рейки.

Генеральные уравнения для синтеза планетарного механизма \overline{II} , имеют вид:

$$\begin{cases} Z_1 = k \frac{N}{i_{1H}^4}; \\ Z_3 = Z_2 = Z_1 \frac{1-C+C \cdot i_{1H}^4}{1-C}; \\ Z_4 = Z_1 \left(1 - i_{1H}^4\right). \end{cases} \quad (1)$$

где $C = \frac{\cos \alpha_{w12}}{\cos \alpha_{w23}}$.

Заддим передаточное отношение i_{1H}^4 и параметр C , в виде простой дроби. Такое задание имеет смысл, так как передаточное отношение есть рациональное число, а так как числа зубьев есть целые числа то из второго уравнения системы (1) видно, что C также рационально.

$$\begin{cases} C = \frac{A_c}{B_c}, \\ i_{1H}^4 = \frac{A}{B}. \end{cases}$$

Тогда система (1) примет вид:

$$\begin{cases} Z_1 = k \frac{B \cdot N}{A}, \\ Z_3 = Z_2 = Z_1 \frac{1 - \frac{A_c}{B_c} + \frac{A_c}{B_c} \cdot \frac{A}{B}}{1 - \frac{A_c}{B_c}}, \\ Z_4 = Z_1 \left(1 - \frac{A}{B}\right); \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} Z_1 = k \frac{B \cdot N}{A}, \\ Z_3 = Z_2 = Z_1 \frac{B \cdot (B_c - A_c) + A_c \cdot A}{(B_c - A_c)B}, \\ Z_4 = Z_1 \frac{B - A}{B}. \end{cases}$$

Из полученных равенств видно, что так как числа зубьев Z_3 , Z_2 и Z_4 есть целые, то число зубьев Z_1 должно быть кратным числам $(k \cdot B; (B_c - A_c)B; B)$. Данный подход к проведению синтеза легко реализовать с помощью стандартных функций прикладного математического пакета Mathcad (рис. 1):

Задаем передаточное отношение планетарного механизма

A := 25 числитель простой дроби передаточного числа

B := 1000 знаменатель простой дроби передаточного числа

Выполняем упрощение до простой дроби

$$A_i := \frac{A}{\gcd\left(\begin{pmatrix} A \\ B \end{pmatrix}\right)} \rightarrow 1 \quad B_i := \frac{B}{\gcd\left(\begin{pmatrix} A \\ B \end{pmatrix}\right)} \rightarrow 40 \quad i_{1H} := \frac{A_i}{B_i} \rightarrow \frac{1}{40}$$

Задаем параметр C - отношение косинусов углов зацепления

A := 104 числитель простой дроби параметра C

B := 100 знаменатель простой дроби параметра C

Выполняем упрощение до простой дроби

$$A_c := \frac{A}{\gcd\left(\begin{pmatrix} A \\ B \end{pmatrix}\right)} \rightarrow 26 \quad B_c := \frac{B}{\gcd\left(\begin{pmatrix} A \\ B \end{pmatrix}\right)} \rightarrow 25 \quad C := \frac{A_c}{B_c} \rightarrow \frac{26}{25}$$

Задаем пределы возможного числа зубьев колес

Zmax := 220 Zmin := 18

Задаем число спутников планетарного механизма

k := 3 число спутников механизма

Определяем числа которым должно быть кратно Z₁

$$Z1_krat_1 := \frac{k \cdot B_i}{\gcd\left(\begin{pmatrix} k \cdot B_i \\ A_i \end{pmatrix}\right)} \rightarrow 120 \quad Z1_krat_2 := \frac{|B_i \cdot (B_c - A_c)|}{\gcd\left[\left[\begin{matrix} |B_i \cdot (B_c - A_c) + A_c \cdot A_i| \\ |B_i \cdot (B_c - A_c)| \end{matrix}\right]\right]} \rightarrow 20$$

$$Z1_krat_3 := \frac{B_i}{\gcd\left(\begin{pmatrix} B_i - A_i \\ B_i \end{pmatrix}\right)} \rightarrow 40$$

Определяем число зубьев первого колеса Z₁^{min} как наименьшее общее кратное

Z1_min := lcm(Z1_krat_1, Z1_krat_2, Z1_krat_3) → 120

Определяем минимально возможное число зубьев остальных колес

$$Z2_min := Z1_min \cdot \frac{B_i \cdot (B_c - A_c) + A_c \cdot A_i}{B_i \cdot (B_c - A_c)} \rightarrow 42 \quad Z3_min := Z2_min \rightarrow 42 \quad Z4_min := Z1_min \cdot \frac{B_i - A_i}{B_i} \rightarrow 117$$

Все остальные комбинации чисел зубьев для выбранных параметров синтеза определяются простым умножением на натуральное число k_Z

k_Z := 1

Z1 := Z1_min · k_Z → 120 Z2 := Z2_min · k_Z → 42 Z3 := Z3_min · k_Z → 42 Z4 := Z4_min · k_Z → 117

Рис. 1 Синтез планетарного механизма II в Mathcad 11

После определения чисел зубьев механизма необходимо выбрать коэффициенты смещения зубчатых колес для пар первой и второй ступеней. Реализация алгоритма определения коэффициентов смещения с помощью пакета Mathcad 11 приведена на рис. 2.

Задаем параметры инструмента (инструментальная рейка)

Параметры инструмента (добляка):

$$\alpha_{_0} := 20 \cdot \frac{\pi}{180} \quad Z_i := 20 \quad m := 5$$

Коэффициенты смещения для первой пары, выбираем из блокирующего контура:

Пара колес: $Z_1 = 120 \quad x_1 := 0.4 \quad Z_2 = 42 \quad x_2 := 0.1$

Задаем прямую и обратную функцию инвалюты:

$$\text{inv}(\alpha) := \tan(\alpha) - \alpha \quad \text{Ainv}(\text{inv_}\alpha) := \text{root}\left(\tan(\alpha) - \alpha - \text{inv_}\alpha, \alpha, 0, \frac{\pi}{2}\right)$$

1. Определение угла зацепления первой пары зубчатых колес:

1.1 определяем углы станочного зацепления для первой пары колес

$$\alpha_{_c1} := \arccos\left(\cos(\alpha_0) \cdot \frac{Z_1 - Z_i}{Z_1 - Z_i + 2 \cdot x_1}\right) \quad \boxed{\alpha_{_c1} \cdot \frac{180}{\pi} = 21.214}$$

$$\alpha_{_c2} := \arccos\left(\cos(\alpha_0) \cdot \frac{Z_2 - Z_i}{Z_2 - Z_i + 2 \cdot x_2}\right) \quad \boxed{\alpha_{_c2} \cdot \frac{180}{\pi} = 21.373}$$

1.2 определяем угол зацепления первой пары

$$\text{inv_}\alpha_{w12} := \frac{2 \cdot Z_i}{Z_1 - Z_2} \cdot \text{inv}(\alpha_0) - \frac{Z_2 + Z_i}{Z_1 - Z_2} \cdot \text{inv}(\alpha_{_c2}) + \frac{Z_1 - Z_i}{Z_1 - Z_2} \cdot \text{inv}(\alpha_{_c1}) \quad \text{inv_}\alpha_{w12} = 0.016$$

$$\alpha_{w12} := \text{Ainv}(\text{inv_}\alpha_{w12}) \quad \boxed{\alpha_{w12} \cdot \frac{180}{\pi} = 20.474}$$

2. Определение межосевого расстояния:

$$A_{w12} := \frac{m \cdot (Z_1 - Z_2)}{2} \cdot \frac{\cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_{w12})} \quad \boxed{A_{w12} = 195.596}$$

3. Определение коэффициентов смещения для второй пары зубчатых колес:

$$A_{w34} := A_{w12} \quad x_3 := x_2 \quad \text{коэффициенты смещения равны так как колеса связанные}$$

3.1 Определяем значение угла зацепления второй пары:

$$\cos_{\alpha_{w34}} := \frac{m \cdot (Z_4 - Z_3) \cdot \cos(\alpha_0)}{2 \cdot A_{w34}}$$

$$\alpha_{w34} := \arccos(\cos_{\alpha_{w34}}) \quad \boxed{\alpha_{w34} \cdot \frac{180}{\pi} = 25.737}$$

Проверка значения параметра С выбранного при синтезе механизма:

$$C := \frac{A_c}{B_c} \quad \boxed{C = 1.04} \quad \boxed{\frac{\cos(\alpha_{w12})}{\cos(\alpha_{w34})} = 1.04}$$

3.2 Определяем углы станочного зацепления для второй пары зубчатых колес:

$$\alpha_{_c3} := \alpha_{_c2} \quad \text{так как колеса связанные}$$

$$\text{inv_}\alpha_{_c4} := \frac{Z_4 - Z_3}{Z_1 - Z_4} \left(\frac{2 \cdot Z_i}{Z_4 - Z_3} \cdot \text{inv}(\alpha_0) - \frac{Z_3 + Z_i}{Z_4 - Z_3} \cdot \text{inv}(\alpha_{_c3}) - \text{inv}(\alpha_{w34}) \right) \quad \boxed{\text{inv_}\alpha_{_c4} = 0.031}$$

$$\alpha_{_c4} := \text{Ainv}(\text{inv_}\alpha_{_c4}) \quad \boxed{\alpha_{_c4} \cdot \frac{180}{\pi} = 25.261}$$

3.3 Определяем коэффициент смещения x4:

$$x_4 := \left[\frac{(Z_4 - Z_i) \cdot \cos(\alpha_0)}{\cos(\alpha_{_c4})} - Z_4 + Z_i \right] \cdot \frac{1}{2} \quad \boxed{x_4 = 1.894}$$

Рис. 2 Определение коэффициентов смещения пар зубчатых колес планетарного механизма \overline{II} в Mathcad 11

Как видно из полученных результатов, найденные коэффициенты смещения попадают в область блокирующих контуров для пар колес $Z_1 - Z_2$, $Z_3 - Z_4$. Используя реализованный алгоритм синтеза и определения коэффициентов смещения, можно, применяя известные блокирующие контуры, на этапе синтеза ответить на вопрос о возможности изготовления синтезируемого механизма.

Общие выводы:

1. Реализован алгоритм синтеза планетарного механизма \overline{II} с учетом углов зацепления первой и второй ступеней.

2. Полученный алгоритм дает возможность определить зависимость результата синтеза от выбранных параметров:

2.1. при увеличении параметра C в результате синтеза отношение Z_1 / Z_2 увеличивается, т.е. число зубьев сателлита для одних и тех же Z_1 будет уменьшаться;

2.2. при уменьшении параметра C в результате синтеза отношение Z_1 / Z_2 уменьшается, т.е. число зубьев сателлита для одних и тех же Z_1 будет увеличиваться;

2.3. пределы изменения параметра C , полученные с помощью области существования планетарного механизма \overline{II} , не является непрерывной и его значение следует выбирать экспериментальным путем.

3. При увеличении угла зацепления первой ступени угол зацепления для второй ступени возрастает, а при уменьшении уменьшается. Поэтому для приемлемых значений лучше выбирать коэффициенты смещения первой ступени обеспечивающие небольшие углы передачи.

4. При увеличении угла зацепления первой ступени коэффициент смещения зубчатого колеса Z_4 увеличивается и может выходить за пределы блокирующего контура.

5. Хорошие результаты синтеза механизма \overline{II} , получаются если разность $|Z_3 - Z_4| = 1 \dots 4$.

Список литературы: 1. *Ткаченко В.А.* Планетарные механизмы (оптимальное проектирование). – Харьков: Издательский центр ХАИ. – 2003. – 446 с. 2. *Кавецкий С.Н., Гереш Т.В.* Зависимость углов зацепления зубчатых пар планетарных механизмов со связанными и несвязанными колесами. // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: Машиностроение и САПР. – № 2. – 2008. – С.115-120. 3. *Кавецкий С.Н., Гереш Т.В.* Синтез планетарных механизмов AA и II со связанными и несвязанными колесами с учетом углов зацепления. // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: Машиностроение и САПР. – № 9. – 2008. – С.98-103. 4. *Кавецкий С.Н.* Область существования планетарных механизмов AA и II со связанными и несвязанными колесами с учетом углов зацепления // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: Машиностроение и САПР.– № 14. –2008.–С.47-53.

Поступила в редколлегию 29.09.10

ІСТОРІЯ НАУКИ ТА ТЕХНІКИ

УДК 378.096:629(091)

В.В. ЕПИФАНОВ, канд. техн. наук, НТУ "ХПИ"

ФАКУЛЬТЕТ ТРАНСПОРТНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ НТУ "ХПИ": ВЧЕРА, СЕГОДНЯ, ЗАВТРА (К 45-ЛЕТИЮ ОСНОВАНИЯ)

У 2010 році виповнюється 45 років з моменту створення факультету транспортного машинобудування Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Наведено відомості з історії, сьогодення та перспектив розвитку факультету.

In 2010 the Department of Transport Machinebuilding of NTU "Khpi" will celebrate the 45 anniversary since its foundation. The facts from the history, present-day and future as well as perspectives of the Department of Transport Machinebuilding presented.

Факультет транспортного машиностроения Национального технического университета "Харьковский политехнический институт" (НТУ "ХПИ") образован в 1965 году на базе факультета тракторного и сельскохозяйственного машиностроения (кафедра "Тракторостроение", ныне – кафедра "Автомобиле- и тракторостроение" (АТ)) и переведенных с энергомашиностроительного факультета кафедр "Двигатели внутреннего сгорания" (ДВС), "Локомотивостроение" (ЛС), сейчас – кафедра "Электрический транспорт и тепловозостроение" (ЭТТ).

Деканом факультета был избран кандидат технических наук, доцент (с 1995 года – профессор) кафедры АТ Шепеленко Георгий Николаевич. В период 1986-2000 годов деканом работал кандидат технических наук, доцент (с 1997 года – профессор) кафедры "Колесные и гусеничные машины им. А.А. Морозова" (КГМ) Белов Виктор Константинович. В 2000 году деканом избран кандидат технических наук, доцент (с 2003 года – профессор) кафедры КГМ Епифанов Виталий Валериевич.

Заместителями декана по учебной работе (дневное обучение) были: доцент кафедры АТ Климов Анатолий Карпович (1965-1977 годы), доцент кафедры ДВС Шпак Владимир Феоктистович (1977-1984 годы), доцент кафедры КГМ Абляскин Олег Ибрагимович (1984-1986 годы), доцент кафедры ЛС Добровольский Владислав Леонидович (1986-1988 годы), доцент кафедры ДВС Семенов Владимир Григорьевич (1988-1998 годы), доцент Епифанов В.В. (1998-2000 годы), доцент кафедры КГМ Устиненко

Александр Витальевич (2000-2004 годы), доцент кафедры ДВС Прокопенко Николай Викторович (с 2004 года).

Заместителями декана по учебной работе (заочное и вечернее обучение) трудились: доцент (с 1984 года – профессор) кафедры ДВС Разлейцев Николай Фокеевич (1968-1972 годы) и доцент (с 2004 года – профессор) кафедры АТ Митропан Дмитрий Макарович (с 1972 года). В 1996 году эта должность упразднена.

В 1993 году введена должность заместителя декана по воспитательной работе, на которой работает доцент Шпак В.Ф., а с 2007 года – доцент кафедры АТ Сергиенко Николай Егорович.

В 2000 году восстановлена должность заместителя декана по научной работе, которую занимали: старший научный сотрудник кафедры ДВС Семенов В.Г., затем докторант кафедры КГМ Ткачук Николай Анатольевич, с 2002 года – доцент Прокопенко Н.В., с 2004 года – доцент Сергиенко Н.Е., с 2007 – доцент кафедры АТ Рогов Андрей Владимирович.

На должности заместителя декана по контрактному обучению с 2004 года работают доцент Прокопенко Н.В., затем доцент кафедры КГМ Воронцов Сергей Николаевич.

В 2005 году введена должность заместителя декана по методической работе, на которую назначен доцент (с 2008 года – профессор) кафедры АТ Абляскин О.И.

Должность заместителя декана по физической культуре и спорту с 1988 года занимает старший преподаватель кафедры "Физическое воспитание", судья Международной категории (1998 год), мастер спорта СССР Грдзелидзе Сергей Рипатович.

Происходили изменения и в руководящем составе кафедр факультета.

Со времени основания факультета кафедрой АТ заведуют: доцент Шепеленко Г.Н., с 1974 года – кандидат технических наук, доцент (с 1983 года – доктор технических наук, профессор) Коденко Михаил Николаевич, с 1994 года – кандидат технических наук, доцент (с 2000 года – профессор) Великодный Валерий Михайлович. С 2001 года кафедрой руководит академик Академии наук высшего образования (АНВО) Украины (2008 год), доктор технических наук, профессор Самородов Вадим Борисович.

Кафедру ДВС возглавлял доктор технических наук, профессор Глаголев Николай Матвеевич, а с 1970 года – Заслуженный деятель науки (1985 год), лауреат Государственной премии (2008 год), академик АНВО Украины (1993 год), доктор технических наук, профессор Шеховцов Анатолий Федорович. С 2001 года кафедрой заведует Заслуженный деятель науки и техники (2005 год), лауреат Государственной премии (2008 год),

академик АНВО Украины (2001 год), проректор НТУ"ХПИ" по научной работе, доктор технических наук, профессор Марченко Андрей Петрович.

Кафедру ЛС (с 2001 года – кафедра ЭТТ) возглавлял Заслуженный деятель науки Украины (1982 год), доктор технических наук, профессор Куценко Сергей Митрофанович, с 1990 года – доцент Добровольский В.Л. (1990-1993 годы), член-корреспондент Транспортной академии Украины (2009 год), кандидат технических наук (с 2002 года – доктор технических наук), доцент (с 2003 года – профессор) Маслиев Вячеслав Георгиевич (1993-1998 годы). С 1998 года кафедрой заведует доктор технических наук, профессор Омеляненко Виктор Иванович.

В 1972 году создана кафедра КГМ (в 2004 году кафедре присвоено имя легендарного конструктора танков А.А. Морозова), на которую переведена часть студентов и преподавателей кафедры АТ. Возглавил кафедру доктор технических наук, профессор Аврамов Виталий Прокофьевич. С 1992 года кафедрой руководит академик АНВО (1994 год), Заслуженный деятель науки и техники (1998 год), лауреат Государственной премии Украины (2000 год), доктор технических наук, профессор Александров Евгений Евгеньевич, а с 2007 года – доктор технических наук, доцент Волонцевич Дмитрий Олегович.

В 1975 году в состав факультета введена кафедра "Высшая математика", которой руководят: кандидат физико-математических наук, доцент Мануйлова Алиса Михайловна, а с 1987 года – кандидат физико-математических наук, доцент (с 2000 года – профессор) Геворкян Юрий Леванович. В 2002 году кафедра переведена на машиностроительный факультет.

В 2002 году в состав факультета включена кафедра "Теория механизмов, машин и роботов" (с 2005 года – кафедра "Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин" (ТММ и САПР)), которую возглавил кандидат (с 2004 года – доктор) технических наук, старший научный сотрудник (с 2005 года – доцент, с 2007 года – профессор) Ткачук Н.А.

В настоящее время ведется подготовка студентов как по специальностям, существовавшим в момент создания факультета: "Колесные и гусеничные транспортные средства" (кафедра АТ), "Двигатели внутреннего сгорания" (кафедра ДВС), "Подвижной состав и специальная техника железнодорожного транспорта" (кафедра ЭТТ), "Военные гусеничные и колесные машины" (кафедра КГМ), так и по открытым в последние годы специальностям: "Электрические системы и комплексы транспортных средств" (с 1991 года, кафедра КГМ), "Электрический

транспорт" (с 1998 года, кафедра ЭТТ), "Автомобили и автомобильное хозяйство" (с 2004 года, кафедра АТ), "Инфорционные технологии проектирования" (с 2004 года, кафедры КГМ, ТММ и САПР).

На кафедрах факультета, кроме упомянутых выше, работали видные ученые и организаторы учебного процесса, профессора: академик Всесоюзной академии сельскохозяйственных наук Медведев М.И., лауреаты Государственной премии Украины Абрамчук Ф.И. и Кузнецов Б.И., Геронимус Я.Л., Гецович Е.М., Глаголев Н.М., Грунауэр А.А., Долгих И.Д., Загребельный В.Н., Изюмский В.П., Казачков Р.В., Любарский И.Е., Майер Я.М., Монич В.В., Мухачев П.М., Новгородцев В.А., Ольшанский В.П., Писарев В.П., Пойда А.Н., Рославцев А.В., Столяров Д.В., Третьяк Е.И., Ходоревский М.Г., Цветков В.Т., Шокотов Н.К.

Сегодня учебный процесс осуществляют более 60 штатных преподавателей факультета, в том числе, кроме перечисленных ранее руководителей подразделений, профессора: лауреаты Государственной премии Украины Парсаданов И.В. и Пылев В.А., Артюшенко А.Д., Доманский В.Т., Дьяченко В.Г., Зарубина А.А., Медведев Н.Г., Омельченко В.Н. В подготовке специалистов задействованы и крупные руководители промышленности: Генеральный конструктор по созданию бронетанковой техники и артиллерийских систем – начальник Харьковского КБ по машиностроению им. А.А. Морозова, Герой Украины, лауреат Ленинской и Государственных премий, Заслуженный машиностроитель Украины, доктор технических наук, профессор Борисюк М.Д.; Заслуженный деятель науки и техники Украины, лауреат Государственной премии, доктор технических наук, профессор – Главный конструктор ГП "Завод им. Малышева" Зайончковский В.Н. и другие.

Применение прогрессивных методов обучения, широкое использование в учебном процессе современных средств вычислительной техники и программных продуктов, мощная материальная база, участие студентов в проведении научных исследований, позволяют обеспечить подготовку современных специалистов. Всего за годы существования на факультете подготовлено более восьми тысяч инженеров для промышленности Украины и зарубежных стран. Высокий уровень подготовки и востребованность специалистов подтверждается еще и тем, что конкурс при приеме на первый курс превышает 3 человека на место, а количество студентов контрактной формы обучения на факультете достигло 200.

Факультет гордится своими выпускниками, среди которых дважды Герой Социалистического труда, Главный конструктор по танковому

дизелестроению Челябинского Кировского завода Трашутин И.Я., Герои Труда: Главные конструкторы Кировского завода Котин Ж.Я. и Попов Н.С., Министр тяжелого машиностроения СССР Петухов К.Д., директор Луганского тепловозостроительного завода Турик Н.А., директор Харьковского тракторного завода им. С. Орджоникидзе Саблев П.Е., Генеральный конструктор авиадвигателей Ивченко А.Г., Генеральный конструктор России по подводным лодкам Кваша Н.И., Генеральный конструктор Челябинского тракторного завода Бутов В.И. и многие другие.

На факультете успешно выполняется программа НТУ "ХПИ" "Кадры". За последние пять лет сотрудниками защищены 4 докторских и 15 кандидатских диссертаций. На кафедрах факультета работают три специализированных совета по защите докторских и кандидатских диссертаций по специальностям "Тепловые машины" (кафедра ДВС); "Вооружение и военная техника", "Системы и процессы управления" (кафедра КГМ), "Электрический транспорт" (кафедра ЭТТ).

Реализуя программу НТУ "ХПИ" "Учебник", преподаватели и научные сотрудники факультета за период 2005–2009 годы издали и подготовили к изданию более 10 учебников, монографий, учебных пособий. В 2008 году учебник "Двигатели внутреннего сгорания" в шести томах удостоен Государственной премии Украины в области науки и техники. На факультете издаются два научно-технических журнала: "Механика и машиностроение" (кафедра КГМ), "Двигатели внутреннего сгорания" (кафедра ДВС); сборники "Автомобиле- и тракторостроение" (кафедра АТ), "Машиноведения и САПР" (кафедра ТММ и САПР) и "Транспортное машиностроение".

Большое внимание уделяется научной работе. На всех кафедрах факультета ведутся хоздоговорные и госбюджетные темы, общий объем которых ежегодно составляет более 1 млн. гривен.

Мощный потенциал, созданный по всем направлениям деятельности за 45 лет существования факультета транспортного машиностроения, позволяет с уверенностью смотреть в будущее и решать новые задачи, которые ставит перед коллективом XXI век.

Поступила в редколлегию 10.07.10

М.А. ТКАЧУК, докт. техн. наук, проф., зав. каф. ТММ і САПР, НТУ «ХПІ»

ДО 125-РІЧЧЯ НТУ «ХПІ». КАФЕДРА ТММ І САПР: ФОРМУВАННЯ ТА РОЗВИТОК НАУКОВО-ОСВІТНЬОГО ПРОСТОРУ

В статті описано розвиток науково - освітнього простору на прикладі кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин" Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут".

In this paper development of research and education space on the example of chair «Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design» of the National technical university «Kharkov Polytechnic Institute» is described.

1. Постановка проблеми створення науково-освітнього простору на різних рівнях. Освітньо-науковий простір поєднує дві складові: новаторську за змістом та консервативну за формами. Болонський процес, що захопив українські університети, стимулює розвивати першу складову та універсалізувати другу. При цьому перехід до єдиних, уніфікованих з Європою, вимог до підготовки студентів передбачає, крім позитивних моментів, ще й деяку обмеженість свободи при складанні навчальних планів. Особливо це відчутно в умовах України.

Таким чином, складається певне протиріччя між запитаними роботодавців, інтересами студентів та можливостями університетів. Цю особливість даної ситуації можна було спрогнозувати вже багато років тому. Більше того, не викликає сумніву, що найближчим часом вона ще більш загостриться. У зв'язку з цим потрібно запропонувати нові шляхи розвитку навчально-освітнього процесу, які б дали змогу природним чином інтегрувати нашу освіту у європейський простір.

На кафедрі «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин» протягом декількох років ідуть пошуки форм та змісту навчально-дослідницької діяльності, які змогли би створити сприятливі умови для розв'язання проблеми, що виникла. Стаття, що присвячена 125-річчю Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» та 90-річчю створення кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин» (ТММ і САПР), містить опис шляхів та напрямків, які визначила та частково реалізувала кафедра ТММ і САПР НТУ «ХПІ» протягом 2005 – 2010 років.

Основним напрямком роботи кафедри протягом багатьох років є втілення стратегії інтеграції освіти і науки в університеті. Цей напрям цілком співзвучний ідеям Болонського процесу, проте має свої певні особливості.

Першою тезою запропонованого підходу є ідея про формування в університетах єдиного *науково-освітнього простору*.

Проста механічна реалізація цієї, здавалося би, незаперечної тези в умовах вітчизняних реалій гальмується обставинами, що об'єктивно склалися на сьогодні. По-перше, у плані технічного оснащення наші університети більшою частиною *неконкуренстоспроможні* порівняно із зарубіжними. Їхня лабораторна база застаріла і фізично, і морально. Так, деякі демонстраційні моделі та лабораторні установки на кафедрі ТММ і САПР були введені в дію більше півстоліття тому. виправити це вимагає часу, коштів, кадрів, волі та прагнення не тільки освітянської спільноти, а всього суспільства, держави та бізнесу.

По-друге, на даний час склалася ситуація, для якої характерне неспівпадіння *номенклатури напрямів* підготовки спеціалістів не тільки з потребами роботодавця, але й із аналогічним переліком у Європі та світі. Так, наприклад, у всьому світі, у Європі та Росії іде підготовка фахівців у галузі САПР та комп'ютерної механіки, а у нас вони відсутні. А це один з найбільш актуальних секторів ринку праці.

По-третє, склалися *перекоси та деформації у пріоритетах* щодо підготовки фахівців за різними напрямками. Зокрема, сформувався значний дефіцит інженерів (проектувальників, технологів, дослідників), які глибоко володіють фундаментальними знаннями у тій чи іншій предметній області, з одного боку, та сучасними інформаційно-комп'ютерними засобами розв'язання прикладних задач, – з іншого.

З урахуванням відмічених особливостей пропонується формування науково-освітнього простору проводити поступово, але неухильно. Таким чином, другою тезою є *часова поступовість*.

Третя теза: *розшарування* процесу, так би мовити, «у просторі» – тобто вичленення в освітянському просторі тих напрямів, що найбільш чутливі до процесу, та стимулювання змін спочатку в них, а вже вони будуть виступати локомотивом процесу у всіх інших.

З цього випливає четверта теза – про необхідність *визначення пріоритетів* при формуванні науково-освітнього простору, оскільки без цього важко профілювати зусилля освітянської спільноти.

І, нарешті, п'ята теза, яка визначає загальний критерій застосування перших чотирьох – *прагматизм* у процесі формування науково-освітнього простору. Якраз підходить такого типу звільнені від пут формальності, оскільки орієнтовані не на форму, що йде від вузького кола чиновників, які приймають рішення, а на їх сутність, причому з огляду на стратегію розвитку суспільних потреб у науково-освітньому середовищі, його послугах та його продукті – кадрах та знанні.

Таким чином, через призму даних підходів можна визначити конкретні критерії та варіанти дії на різних рівнях – від загальнодержавних структур до базових. Зокрема, як уже зазначалося, мова йде про формування складової частини науково-освітнього простору на рівні кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин» Національного

технічного університету «Харківський політехнічний інститут».

Опис науково-освітньої діяльності кафедри ТММ і САПР до 2005 р. міститься у статті [1]. Крім того, деякі напрями роботи освітлені у статті [2]. Тому основна увага приділена нижче в основному періоду 2006 – 2010 рр. Проте для повноти картини необхідно коротко висвітити основні моменти її історії.

2. Історична база. Є підстави вважати датою заснування кафедри 1920 рік. Проте курс «Теорія механізмів і машин» викладався з самого початку навчального процесу в НТУ «ХПІ», який почав діяльність 125 років тому як Харківський технологічний інститут. Враховуючи, що курс «Теорія механізмів і машин» є центральним, базовим при підготовці інженерів-механіків, у всі часи на рівень його викладання зверталася особлива увага. Тому й кваліфікація викладачів була високою. Різні покоління студентів і донині пам'ятають таких професорів та викладачів як проф. Д. С. Зернов, проф. П. М. Мухачов, проф. Я. В. Столяров, проф. Я. Л. Героніmus, проф. І. Є. Любарський, проф. Я. М. Майєр, доц. Ю. В. Епштейн, проф. О. А. Грунауєр, проф. В. П. Ізюмський, доц. В. П. Заблоцький, проф. І. Д. Долгих, проф. В. М. Загребельний, проф. В. О. Новгородцев, доц. В. І. Бобров, доц. Є. П. Рапота, доц. Л. С. Даниленко, доц. О. О. Хлус, доц. Р. М. Сухомлінов.

На кафедрі діяла навчальна лабораторія, у свій час оснащена досить добре. У цьому заслуга доц. Ю. В. Епштейна та інженера кафедри А. Д. Мукоєда. На даний час завідувачем лабораторії є Л. В. Васильковська, у складі лабораторії працюють інженери С. Б. Беспалько, О. А. Немчік, В. Г. Танасевський, Л. Г. Олійник.

Весь період своєї діяльності кафедра творчо й уміло поєднувала навчальний процес і наукові дослідження. Зокрема, проводились роботи з розв'язання задач зрівноважування ланок в різноманітних машинах, а саме живильників мартенівських печей, холодильних машин, двигунів самохідних шасі, механізму паророзподілення паровозу, вуглемийного комбайну (під керівництвом доц. Ю. В. Епштейна). Також вирішувались задачі синтезу кулачкових механізмів копіїв токарних та ткацьких верстатів, кулачків паливних насосів дизелів. Багато наробок кафедра мала у напрямі покращення геометрії, а також міцності і точності зубчастих коліс вугільних комбайнів, силових передач тепловозів, бортових передач тракторів (керівники доц. В. І. Бобров, доц. О. О. Хлус). Протягом багатьох років на кафедрі вирішувались проблеми регулювання двигунів внутрішнього згоряння (під керівництвом проф. О. А. Грунауєра та проф. І. Д. Долгих). На кафедрі також створювався троходійний роторно-поршневий компресор (керівник – доц. Р. М. Сухомлінов). Значний період часу проводились наукові розробки у напрямку розвитку робототехніки (під керівництвом проф. В. П. Ізюмського).

Таким чином, самим змістом та духом попередньої діяльності були

створені передумови для якісно нового етапу розвитку кафедри та подальшого створення науково-освітнього простору, що поєднує традиційні здобутки та нові напрями її діяльності.

На даний час на кафедрі ведуться роботи з декількох наукових напрямків. Напрямок «Комп'ютерні методи моделювання складних та надскладних механічних систем»: керівник напрямку – проф. М. А. Ткачук. Цей напрям підтримують дослідження викладачів та науковців Є. В. Пелешка, О. В. Кохановської, Л. М. Бондаренко, Г. Г. Кондратьєвої, О. Є. Коноваленко, Ю. В. Веретельника, О. В. Веретельника, А. Ю. Васильєва, О. В. Мартиненка, А. В. Грабовського, А. Ю. Танченка, Т. О. Васильєвої, О. К. Міхеєнка, Ю. В. Костенка, К. О. Суздальцевої, С. М. Кавецького, Р. М. Виноходової, Є. Ю. Гладишевої, С. Б. Єрьоменка, Т. О. Пелешко. Результати досліджень з цього напрямку знайшли практичне застосування при виконанні господарчих договорів з такими підприємствами, як ВАТ «Азовмаш», «Завод ім. Малишева», ХТЗ, ВАТ «Головний спеціалізований конструкторсько-технологічний інститут», ВАТ «Ізюмський тепловозремонтний завод», Інститут патології хребта та суглобів ім. проф. Ситенка, КП «Харківське конструкторське бюро з машинобудування ім. О. О. Морозова».

Під керівництвом д. т. н., доц. О. О. Золочевського проводяться дослідження в галузі механіки пошкоджуваності, механіки наноматеріалів, моделювання фізико-механічних процесів у матеріалах паливних елементів, біомеханіки.

Під керівництвом доц. В. І. Серикова досліджується динаміка механізмів для підйому стандартних вантажів.

Під керівництвом доц. О. В. Устиненка ведуться плідні дослідження зубчастих передач, редукторів і трансмісій (аспіранти Р. В. Протасов, О. В. Бондаренко).

Під керівництвом проф. А. О. Зарубіної група викладачів та наукових співробітників, а саме доц. В. Б. Зеленський, доц. З. С. Сафонова, наук. співроб. І. Я. Храмова, досліджують питання аналізу, синтезу та моделювання роботи різноманітних механізмів, зокрема, механізму ходьби на протезі, досліджують кінематику та динаміку троххідного компресора.

На кафедрі також підготовлено дисертацію з дослідження видавлювання в умовах вихрової течії металу ст. викладачем Г. А. Кротенко, захищено дисертацію з синтезу важільних механізмів з вистоем веденої ланки доц. О. І. Зінченко, а також з синтезу систем керування приводом подачі металорізальних верстатів на основі електрогідравлічних модулів доц. О. В. Крахмальовим.

Підполковник Шаталов О. Є. та доц. Пелешко Є. В. захистили дисертації з моделювання фізико-механічних процесів, які супроводжують експлуатацію транспортних засобів спеціального призначення.

Крім того, підготовлено до захисту дисертації А. Ю. Васильєва, О. В. Мартиненка з моделювання фізико-механічних процесів і станів в

елементах легкоброньованих транспортних засобів спеціального призначення. А. В. Грабовський і А. Ю. Танченко завершили дисертаційні дослідження вібраційних машин та високонавантажених кранів-перевантажувачів з урахуванням корозійного зносу та переміщення навантаження в процесі роботи.

Ю. В. Веретельник та О. В. Веретельник підготували до захисту дисертації, що розв'язують задачі аналізу напружено-деформованого стану тіл з великою кількістю регулярних вирізів та тіл, які складаються із матеріалів з різко відмінними властивостями матеріалів. Крім того, у їхніх роботах значна увага приділена, зокрема, дослідженню біомеханічних об'єктів (ендо- та екзопротези різних відділів хребта).

На кафедрі здійснюється дослідження також і з інших напрямів.

3. Постановка, аналіз проблеми. Аналіз ситуації в окремо взятому університеті, факультеті, на кафедрі не можна здійснювати без огляду на загальне тло, яким служить стан сучасної вітчизняної науки і освіти, та напрями їх перебудови.

При визначенні основних критеріїв перебудови науки та освіти необхідно відштовхнутися від незаперечних реалій, тенденцій та національних інтересів України:

- Світові тенденції глобалізації, інтенсифікації усіх сторін життя та жорсткої конкуренції вже давно диктують не тільки бізнесову складову життя, політичну та інші його складові, але й наукову. Тому інфантилізм, тенденції утриманства, ізоляціонізму треба викреслити, змінивши сам погляд на вітчизняну науку та освіту, її роль, місце та стратегії розвитку.

- Незважаючи на світові інтеграційні процеси, науковий потенціал кожної розвиненої держави є однією з найбільших цінностей нації, до якої ця держава ставиться з особливою увагою.

- В Україні наука за своїм змістом збереглася значною мірою в університетських закладах та академічних установах, але пригноблюється формою управління, що склалася, та державною політикою у цій галузі.

- Загальноприйнятою практикою у світі є визначення групи стратегічних напрямів фундаментальних та прикладних наукових досліджень, що саме у даній країні на даному історичному відрізку можуть дати найбільший ефект. Цей прагматичний підхід є повною протилежністю тієї політики, що проводилася в Україні: мізерне фінансування широкого спектру досліджень без чітко виділених пріоритетів. Немає пріоритетів – немає результатів. І це підтверджується історією майже п'ятнадцятирічного самостійного існування української науки: дуже мало реальних досягнень, мізерна ефективність впровадження результатів досліджень, занепад наукових шкіл.

Аналіз історичних уроків світового досвіду дозволяє сформулювати наступні *критерії* науково-технічного розвитку України: прагматизм; визначення пріоритетів; конкурсна основа розгляду масштабних наукових

проектів; формування чітких критеріїв оцінки діяльності наукових закладів, колективів, керівників; залучення світового досвіду наукових доробок та технологій; зв'язок «наука – виробництво – освіта», що оформлюється в системну співпрацю; перегляд ролі університетів та формування системи «університет – науково-дослідний інститут» як основної одиниці науково-освітньо-виробничого комплексу.

У цьому контексті досить яскраво виглядає проблема впровадження передових комп'ютерних технологій в науку, освіту та виробництво, причому з акцентом на реальний сектор економіки.

4. Пріоритети розвитку науки і освіти: механіка, машинобудування, комп'ютерні технології. Україна на даний час знаходиться на етапі формування напрямів розвитку як самостійна держава у всіх галузях. Це стосується в першу чергу і високотехнологічних галузей промисловості, і оборонних технологій, і аналізу процесів у складних системах різної природи. Аналіз ситуації у сфері наукових досліджень з точки зору комп'ютеризації та інформатизації дає можливість сформулювати наступні висновки.

Невідповідність політики у науковій сфері потребам та можливостям, що склалися. Зокрема, фінансування наукових проектів за рахунок державного бюджету не має цільового спрямування, а також аналізу ефективності використання коштів. Дуже часто фінансування здійснюється «від досягнутого», причому неперспективні напрями фінансуються, а ті, що кричуще необхідні для розвитку науки, промисловості, суспільства (в першу чергу – інформаційні та комп'ютерні технології для реального сектору економіки), не можуть отримати відповідного фінансування та розвитку.

Ігнорування ситуації, що складається у найближчому майбутньому. Інноваційний шлях розвитку, що заявлений для України, для держави, яка вступає в СОТ, в умовах глобалізаційних процесів приведе до наступних проблем:

1) ліцензування програмного забезпечення, в т.ч. для систем моделювання фізико-механічних процесів, яке використовується для обґрунтування параметрів машин та обладнання, що йде на експорт;

2) необхідність різкого підвищення рівня *конкурентоспроможності* вітчизняних товарів навіть на внутрішньому ринку;

3) *аналіз та прогноз* процесів у вітчизняній фінансово-економічній системі;

4) наявність колективів висококваліфікованих *дослідників-аналітиків* з різних галузей, зосереджених бажано в окремих центрах;

5) фінансова *неспроможність* та недоцільність для окремих підприємств, фірм та галузей самостійно вирішувати цю проблему;

6) створення центрів *відтворення* висококваліфікованих фахівців, в тому числі найвищої кваліфікації.

Для цього необхідні високі потужності обчислювальної техніки,

зосереджені під державним контролем, оскільки «самотужки» вирішувати дані проблеми ніякі організації та установи не в змозі.

Критичні напрямки. Серед наукових напрямків, що критичні для розвитку та національної безпеки України, є, зокрема, проблема створення нових *інтегрованих комп'ютерних технологій* наукових досліджень, що поєднують переваги наукових розробок вітчизняних учених та світові досягнення у тій чи іншій галузі.

Все це зумовлює необхідність створення державних центрів, що акумулюють наукове, програмне та апаратне забезпечення на найбільш критичних напрямках у вигляді *унікальних програмно-апаратних комп'ютеризованих комплексів*.

5. Інноваційні комп'ютерні технології в науці, освіті, виробництві.

Україна знаходиться на самому початку шляху до глибинного впровадження інформаційних технологій в науку, освіту, виробництво. Це видно хоча б з порівняння деяких фактичних матеріалів.

1). Порівняльний стан апаратного забезпечення (АЗ).

Одним із наочних «моніторів» поточного стану проблеми є порівняння комп'ютерних потужностей, що встановлені в Україні, країнах СНД та у світі.

У рейтингу «ТОП-500» кращих комп'ютерних систем світу (<http://www.top500.org>) на середину 2010 р. лідирує система Oak Ridge National Laboratory (США), з продуктивністю 1,8-2,3 Pflops (1 Pflops – 10^{15} операцій в секунду). Найнижчий рівень систем у цих рейтингах на сьогодні – біля 25 – 50 Tflops (1 Tflops – 10^{12} операцій в секунду). Україна в цьому рейтингу не представлена. В той же час у рейтингу «ТОП-50» кращих комп'ютерних систем країн СНД (<http://parallel.ru/>) лідирує Московський університет з продуктивністю системи біля 400 Tflops, тоді як кращі українські системи посідають 22, 23-тє місця з продуктивністю до 7,5 Tflops.

Таким чином, аналіз цих даних свідчить про наступне:

- Для підтримання комп'ютерних ресурсів на світовому рівні потрібно використовувати кластерні системи, що володіють масштабованістю та можливістю нарощування, а також є більш дешевими;

- Для оволодіння сучасними кластерними технологіями доцільно розвивати мережу державних спеціалізованих регіональних комп'ютерних кластерних систем помірної потужності та відносно недорогих;

- Для отримання переваг світової співпраці необхідно використовувати для розв'язання найбільш актуальних і важливих задач GRID-технології, тобто, наприклад, підключення провідних університетів Києва, Харкова, Львова, Донецька, Дніпропетровська та інших міст через систему URAN до Європейської системи GEANT-2, причому це повинно здійснюватися не тільки заради самого підключення, але й заради створення умов для виконання реальних дослідницьких проєктів.

2). Порівняльний стан програмного забезпечення (ПЗ).

Якщо аналізувати програмне забезпечення, то найбільш катастрофічна ситуація з ліцензійним програмним забезпеченням складається у галузі механіки та машинобудування. У зв'язку зі вступом до СОТ Україна отримує проблемну ситуацію, коли університети, НДІ, підприємства не будуть забезпечені такими ліцензійними CAD/CAM/CAE-системами як Pro/ENGINEER, Siemens PLM, ANSYS, Nastran, ADAMS, SolidWorks, Inventor, CATIA, LS-DYNA, Fluent та десятками інших. Це не тільки спричинить значні штрафи та позови, але й створить умови «самовідтворення» ситуації через неможливість підготовки кадрів в університетах на цих ліцензійних системах.

Для розв'язання проблемної ситуації НТУ «ХПІ» пропонує сконцентрувати ліцензійні CAD/CAM/CAE-системи в потужних університетських центрах, що дасть змогу згладити «перший удар ліцензійного шоку» для України та готувати інженерні та наукові кадри. Саме такі системи розгорнуті в Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» в центрі «Тензор».

Основна перевага такого шляху – економія ресурсів у сотні мільйонів доларів, цивілізованість та створення комфортного перехідного періоду у 3-5 років до світового рівня.

3). Порівняльний стан наукового забезпечення (НЗ).

Якщо перші 2 позиції демонструють провали та відставання від світових лідерів, то якраз оригінальні наукові розробки вітчизняних учених є прикладом конкурентоспроможності на світовому ринку.

Для забезпечення розвитку цього надбання у першу чергу необхідні технології інтеграції цих знань у світові програмно-апаратні розробки. Так, у Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» (НТУ «ХПІ») створено науковий напрямок із комп'ютерного моделювання фізико-механічних процесів у складних та надскладних механічних системах для забезпечення науково обґрунтованих проектних рішень, що дозволяє різко підвищити технічний рівень вітчизняних виробів на світовому ринку.

Учені мають значний науково-практичний досвід та значний доробок у напрямі, впровадження комп'ютерно-інформаційних технологій у науку, освіту, виробництво:

1) для опису складних та надскладних механічних систем авторами розроблено *узгаальнений параметричний метод*, принциповою новизною котрого є теоретико-множинний підхід до опису якісних та кількісних характеристик складних та надскладних механічних систем;

2) запропоновано принципово нову *технологію* досліджень складних механічних систем: замість розробки частинних математичних моделей або адаптації універсальних до вирішення специфічних складних задач пропонується створення *метамodelей*, які складаються з 2-х частин – загальної та спеціалізованої;

3) на основі метамоделей запропоновано методи створення *метасистем* комп'ютерного моделювання на основі поєднання спеціалізованих авторських модулів, що враховують специфіку об'єкта досліджень, та універсальних систем комп'ютерного моделювання.

6. Приклади масштабних проектів

Особливістю поточного стану наукових досліджень є переміщення центру їх ваги із наукових лабораторій в профільні КБ, заводи НДІ, що займаються розробкою та виготовленням сучасних машин, споруд та обладнання. При цьому дослідницькі задачі, що супроводжують ці розробки, поєднують, з одного боку, необхідність залучення теоретичних основ для опису складних механічних процесів. З іншого боку, при цьому виникають складні дискретні моделі великого обсягу, що потребують використання потужних обчислювальних ресурсів та програмного забезпечення. І, нарешті, потрібні новітні технології, що поєднують усі названі складові у єдиний потужний інструмент досліджень, та обґрунтування проектно-технологічних рішень з метою підвищення технічних характеристик створюваних машин.

Всі ці характерні моменти проявилися під час сумісних фундаментальних та прикладних досліджень з академічними інститутами, галузевими НДІ, КБ, заводами та зарубіжними партнерами, які проводили учені кафедри ТММ і САПР та центру «Тензор».

На кафедрі протягом 2005-2010 рр. виконується низка науково-дослідних фундаментальних та прикладних робіт:

- держбюджетні теми М1202 «Шторм», М1203 «Гром», М1204 «Хвиля», М1205 «Розвиток теоретичних основ синтезу геометрії та моделювання втомної міцності нових зубчастих зачеплень» під керівництвом проф. Ткачука М.А. та доц. Устиненка О.В.;

- гранти на виконання Державних цільових програм: IT/480-2007 «Розробка теоретичних основ комп'ютерних кластерних технологій та унікального програмно-апаратного комплексу для дослідження складних та надскладних механічних систем» у рамках Державної програми «Інформаційні та комунікаційні технології в освіті і науці» на 2006-2010 роки та НЧ/429-2007 «Вітроенергетичні установки: теоретичні основи методів моделювання та підвищення ресурсу силових елементів конструкцій» у рамках Державної науково-технічної програми «Ресурс» під керівництвом проф. Ткачука М. А.;

- гранти з міжнародного співробітництва: № М151-2007 (партнер – США), М 46-2008 за україно-французькою програмою «Дніпро»; грант CRDF за україно-американською програмою дослідження перовськітоподібних матеріалів (2008–2010) під керівництвом д.т.н., доц. Золочевського О. О.;

- господарчі договори з ВАТ «Головний конструкторсько-технологічний інститут» (ГСКТІ), м. Маріуполь: №12765 з дослідження віброударних машин, №12827 з моделювання напружено-деформованого стану перевантажувачів, №12878 з дослідження кінематики, статички та

міцності механізму нахилу дугової сталеплавильної печі; договір №12770 з моделювання корпусів транспортних засобів, замовник – ХКБМ ім. О. О. Морозова; договір № 12493 з моделювання процесів у корпусах легкоброньованих машин, замовник – ДП «Завод ім. Малишева»; договір №12495 про дослідження напружено-деформованого стану елементів тепловозів типу 2ТЕ, замовник – ВАТ «Ізюмський тепловозоремонтний завод»; договір № 12361 про дослідження процесів у транспортних засобах легкої категорії за масою, замовник – ВАТ «ХТЗ»; договір №12572 з моделювання гідропневмообладнання, замовник – ВАТ «Промгідропривод», та інші. Договори виконуються під керівництвом проф. Ткачука М. А. та доц. Золочевського.

Крім того, були укладені та успішно виконані сумісно з іншими кафедрами університету договори про співробітництво з КП «Харківське конструкторське бюро з машинобудування ім. О.О. Морозова», з ДП «Завод ім. Малишева», з ВАТ «Головний спеціалізований конструкторсько-технологічний інститут» (ГСКТІ, м. Маріуполь), з Інститутом патології хребта та суглобів (ІПХС) ім. проф. Ситенка (м. Харків), з концерном «Бронетехніка України», з Харківським бронетанковим ремонтним заводом.

Зокрема, проведені дослідження кінематики, статички, динаміки, напружено-деформованого стану рам тепловозів типу 2ТЕ, корпусів легкоброньованих машин, густоперфорованих елементів машинобудівних конструкцій, елементів біомеханічних систем, силових елементів вітроенергетичних установок, вібраційних машин з дебалансним приводом, великогабаритних кранів-перевантажувачів, механізму нахилу дугової сталеплавильної печі, елементів гідропередач, цистерн паливозаправників, бронетранспортерів, штампів та прес-форм, а також багатьох інших об'єктів (рис. 1-15).

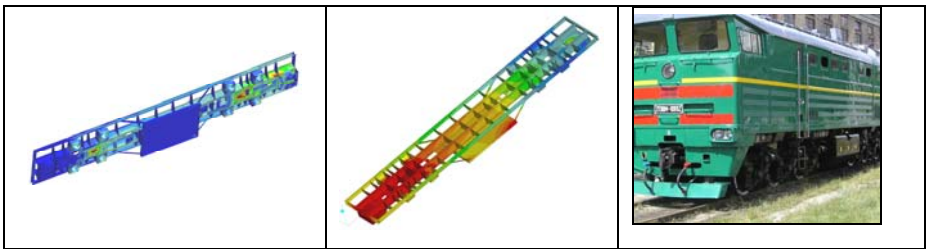


Рисунок 1 – Дослідження динаміки та напружено-деформованого стану конструкцій тепловозів (рами) 2ТЕ методом скінченних елементів із використанням параметричних моделей (договір із ВАТ «Ізюмський тепловозоремонтний завод»)

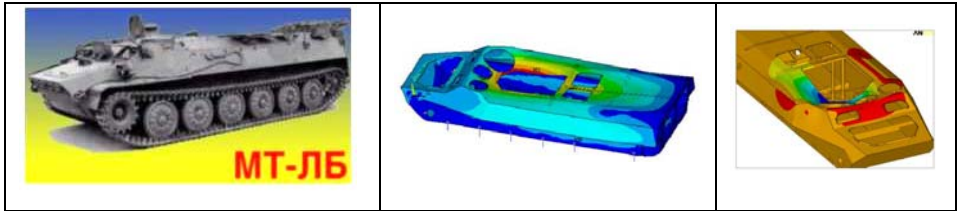


Рисунок 2 – Дослідження напружено-деформованого стану силових елементів багатоцільових тягачів МТ-ЛБ методом скінченних елементів із використанням параметричних моделей (договір із ВАТ «Харківський тракторний завод»)

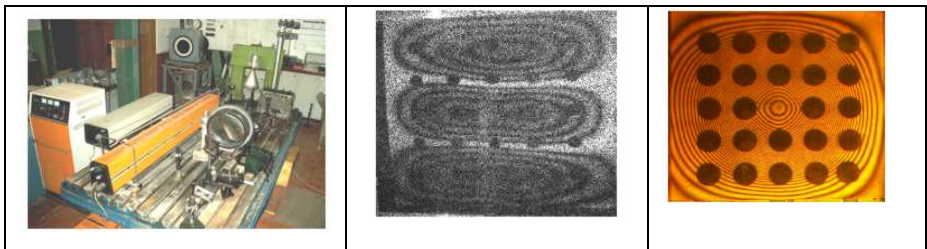


Рисунок 3 – Розробка нового методу розрахунково-експериментального дослідження напружено-деформованого стану складних механічних об'єктів методом скінченних елементів та методом голографічної інтерферометрії (грант №1064 із Науково-технологічним центром в Україні на замовлення США)

На кафедрі у 2009-2010 рр. у співдружності з фірмою «ТАВІ», ДП Укрзалізниця, ВАТ «Ізюмський тепловозремонтний завод», Харківським національним автомобільно-дорожнім університетом та Національним транспортним університетом виконано комплекс досліджень із теоретичного обґрунтування технології дискретного зміцнення елементів високонавантажених машин. Вони є складовою роботи «Створення високонадійної транспортної техніки на основі науково-технічної розробки процесів дискретного зміцнення високонавантажених деталей форсованих двигунів та агрегатів», що подана у 2010 р. на здобуття Державної премії України в галузі науки і техніки.

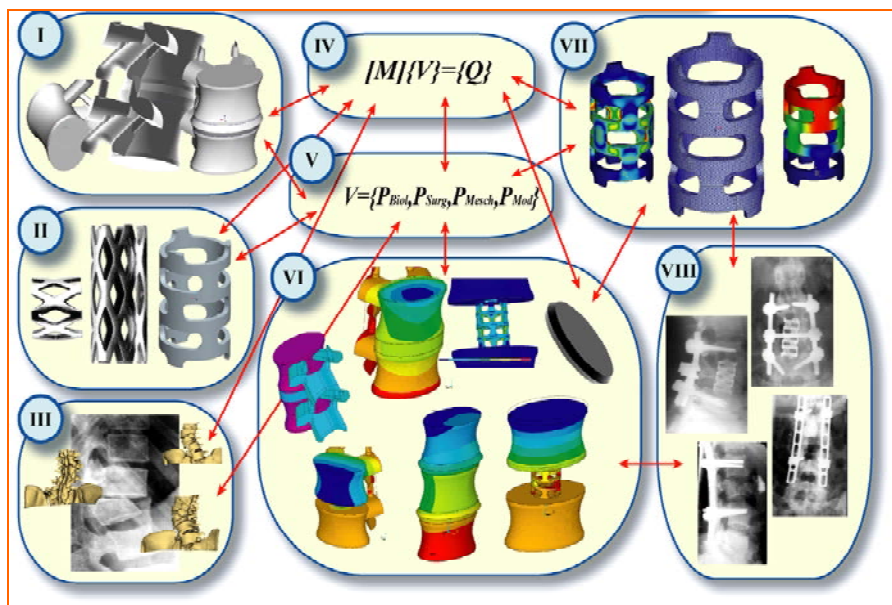


Рисунок 4 – Загальна структура та етапи досліджень елементів біомеханічних систем на основі поєднання методів узагальненого параметричного опису складних систем, геометричного та скінченно-елементного моделювання (НТУ «ХПІ» сумісно з ІПХС ім. проф. Ситенка АМН України)

7. Презентація масштабних проектів та підготовка кадрів. Наукові результати досліджень доповідалися на конференціях з проектування транспортних засобів спеціального призначення (Алушта, Харків), методів проектування раціональних конструкцій (Львів) та семінарах з питань автоматизованого проектування на ДП «Завод ім. Малишева» та КП «Харківське конструкторське бюро з машинобудування ім. О.О. Морозова», на щорічних міжнародних конференціях «Інформаційні технології: наука, техніка, освіта, здоров'я» (MicroCAD) у Харкові, на Міжнародних симпозиумах українських інженерів-механіків у Львові, на міжнародних конференціях «Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні» і «Проблеми і перспективи розвитку процесів і машин обробки тиском» на базі Донбаської державної машинобудівної академії (м. Краматорськ), на Міжнародній науково-технічній конференції «Прогресивні методи і технологічне оснащення процесів обробки металів тиском» на базі Балтійського державного технічного університету «Воєнмех» ім. Д.Ф. Устінова (м. Санкт-Петербург), Міжнародній конференції «Актуальні проблеми прикладної математики і механіки» (Харків, ІПМаш ім. А. Підгорного), міжнародній науково-технічній конференції «Вібрації в

техніці та технологіях» (м. Львів), конференції «Енергетика у АПК» (м. Мелітополь), Міжнародній науково-технічній конференції «Машинобудування та техносфера XXI століття» (м. Севастополь), Міжнародній науково-технічній конференції пам'яті академіка В.І.Моссаковського «Актуальні проблеми механіки суцільного середовища і міцності конструкцій» (м. Дніпропетровськ), Всеукраїнських науково-практичних конференціях «Перспективи розвитку озброєння і військової техніки в Збройних Силах України» (м. Львів), II міжнародній науково-технічній конференції молодих спеціалістів «Азовмаш-2008» за участю ЮНЕСКО (м. Маріуполь), Міжнародних науково-технічних конференціях «Фізичні і комп'ютерні технології» (м. Харків), Всеукраїнській науково-практичній конференції з міжнародною участю «Біоматеріали в ортопедії та травматології» (м. Харків), міжнародних науково-технічних конференціях «Динаміка, надійність і довговічність механічних і біомеханічних систем і елементів їх конструкцій» (м. Севастополь).

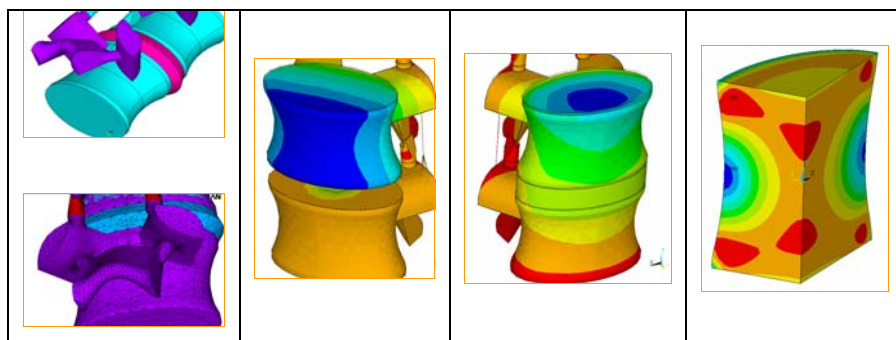


Рисунок 5 – Дослідження напружено-деформованого стану сегментів хребта з імплантатами методом скінченних елементів із використанням параметричних моделей

Крім того, кафедра з 2008 р. проводить щорічні науково-технічні конференції «Проблеми якості і довговічності зубчастих передач, редукторів, їх деталей і вузлів», які проходять у серпні-вересні у м. Севастополі.

Також здійснено біля 40 доповідей на різних інших конференціях у Москві, Дніпропетровську, Харкові, Ріо-де-Жанейро, Мінську, Севастополі, Львові.

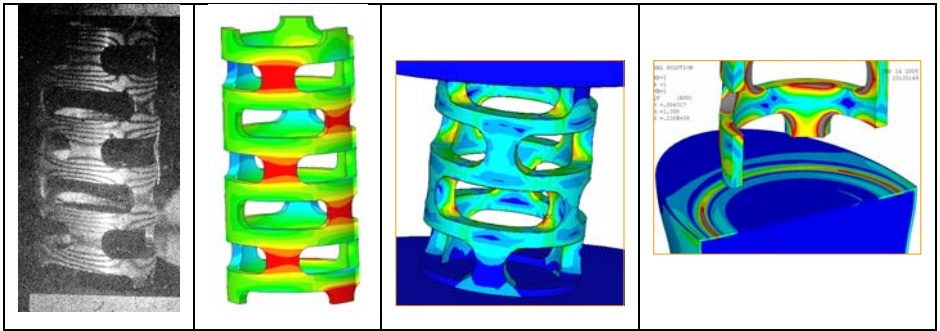


Рисунок 6 – Розрахунково-експериментальне дослідження напружено-деформованого стану імплантатів хребта методами скінченних елементів та голографічної інтерферометрії

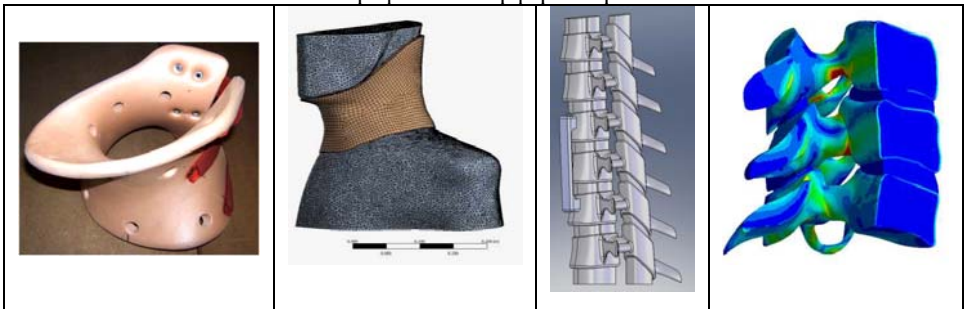


Рисунок 7 – Дослідження напружено-деформованого стану шийного відділу хребта з імплантатами та ортезами методом скінченних елементів із використанням параметричних моделей (НТУ «ХПІ» сумісно з ІПХС ім. проф. Ситенка АМН України)

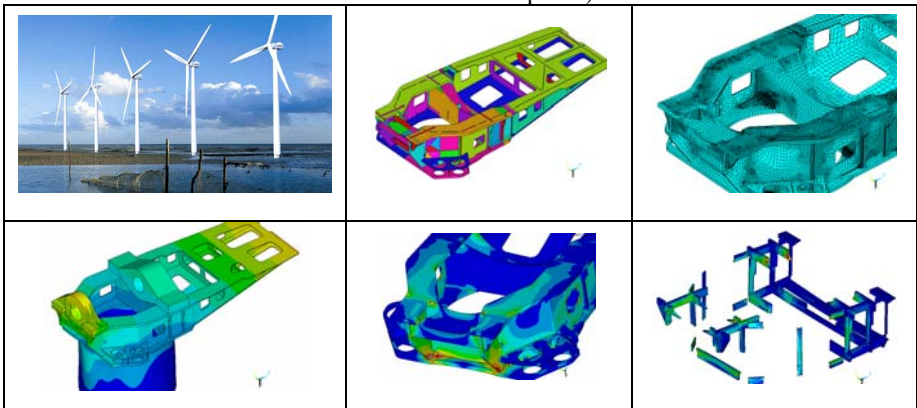


Рисунок 8 – Комплекс геометричних та скінченно-елементних моделей зварних рам ВЕУ та результати досліджень (НТУ «ХПІ» сумісно з ГСКТІ та фірмою Nordex, Німеччина)

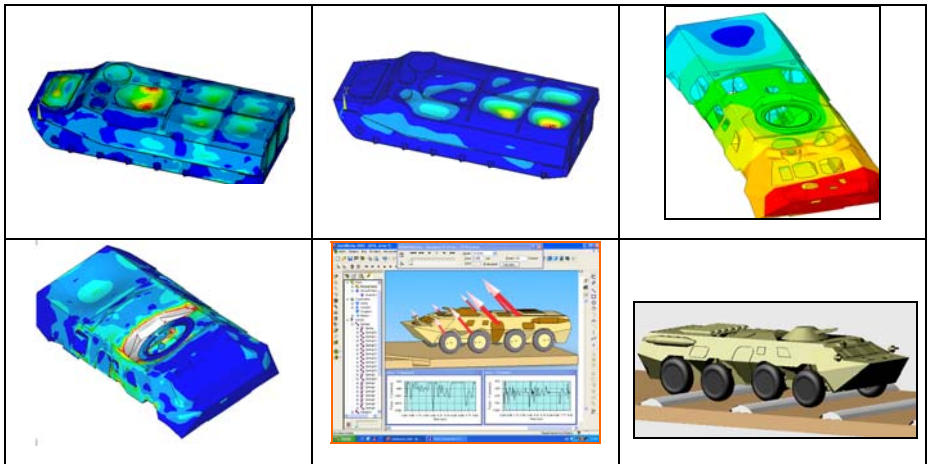


Рисунок 9 – Дослідження динаміки та напружено-деформованого стану бронекорпусів легкоброньованих машин в процесі дії імпульсних зусиль від бойових модулів, оснащених скорострільними артилерійськими системами, та від дії ударних хвиль і зусиль від підвіски

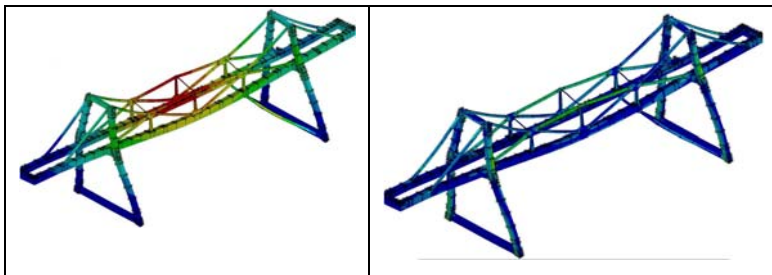


Рисунок 10 – Моделювання напружено-деформованого стану елементів перевантажувача ПМГ-20 вантажопідйомністю 20 т (сумісно з ГСКТІ та ВАТ «Азовмаш»)

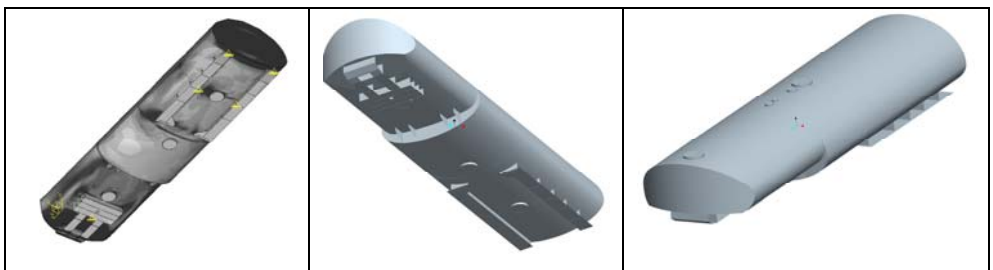


Рисунок 11 – Моделювання напружено-деформованого стану цистерни автопаливозаправної машини АТЗ-22 (сумісно з ГСКТІ та ВАТ «Азовмаш»)

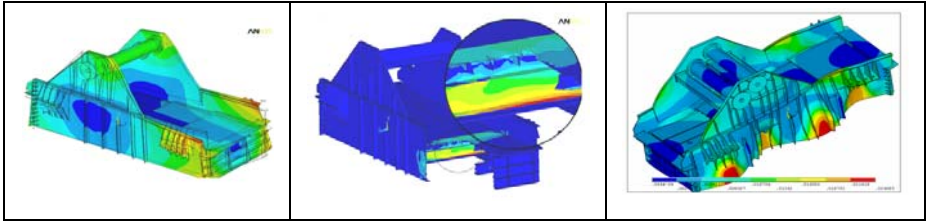


Рисунок 12 – Моделювання динамічних процесів та напружено-деформованого стану віброударних машин для очистки великогабаритних відливок (сумісно з ГСКТІ та ВАТ «Азовмаш»)

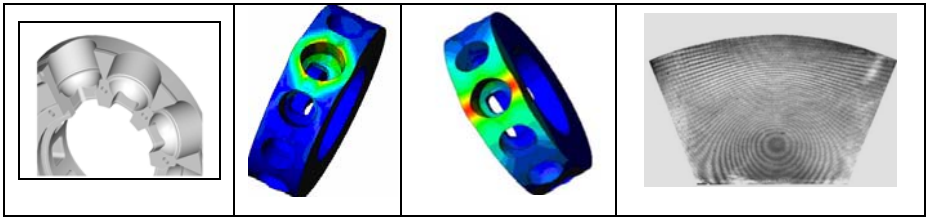


Рисунок 13 – Моделювання напружено-деформованого стану та контактної взаємодії елементів гідрооб'ємних передач (сумісно з ХКБМ ім. О.О. Морозова у рамках договору про науково-технічне співробітництво)

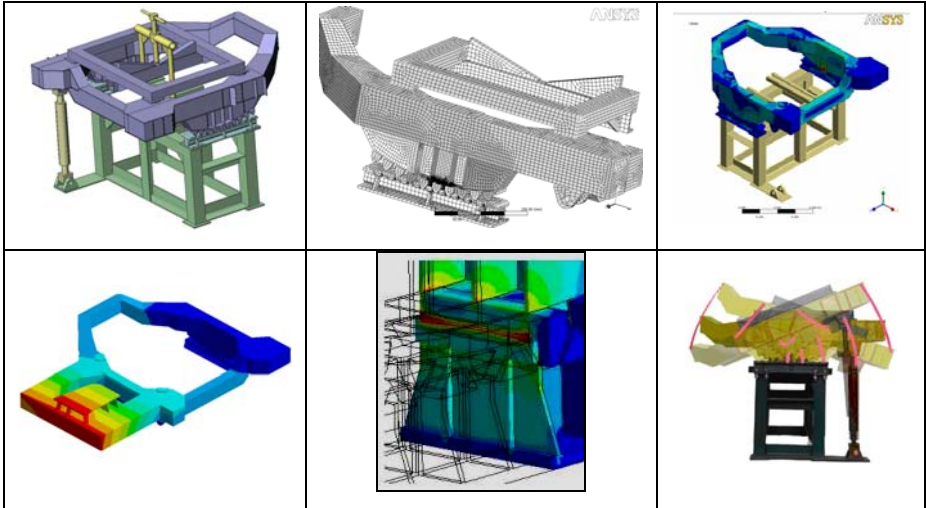


Рисунок 14 – Моделювання кінематики, статички, напружено-деформованого стану та контактної взаємодії елементів механізму нахилу унікальної електроплавильної печі ємністю 60 т (сумісно з ГСКТІ та ВАТ «Азовмаш»)

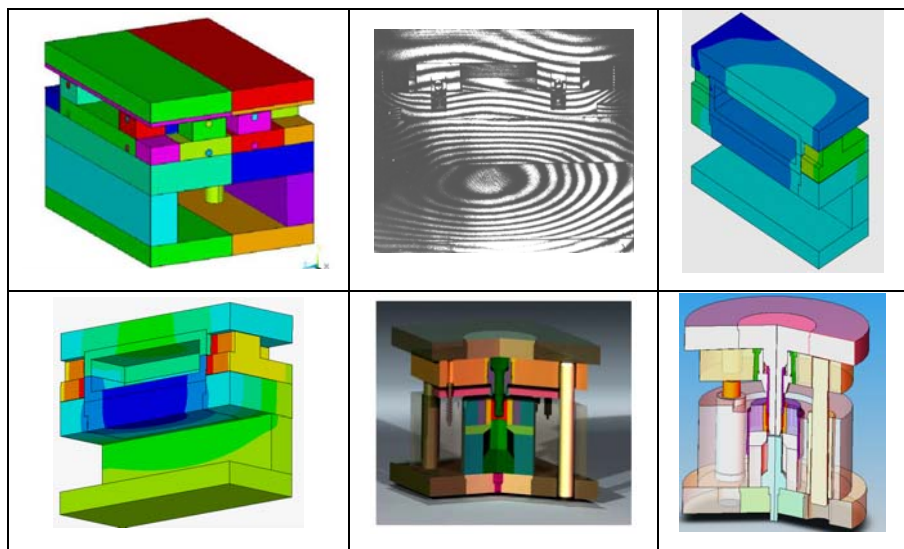


Рисунок 15 – Моделювання напружено-деформованого стану елементів технологічних систем на прикладі прес-форм та штампів (сумісно з ДП «Завод імені Малишева») у рамках договору про науково-технічне співробітництво)

До науково-дослідної роботи залучаються студенти. Зокрема, бакалаврська дипломна робота студента гр. ТМ-84Б Костенка Ю. В. зайняла 3 місце на конкурсі дипломів бакалаврів, що проводився в НТУ «ХПІ». Також ця робота була представлена на III регіональному конкурсі студентських наукових робіт та була відзначена дипломом II ступеня. А дипломна робота спеціаліста Костенка Ю. В. зайняла 2 місце на конкурсі дипломів спеціалістів НТУ «ХПІ». Крім того, його робота «Вибрационная установка «Грохот» відзначена в міжнародному конкурсі фірми АСКОН.

Бакалаврська дипломна робота студентки гр. ТМ-85Б Негрובової Н. Б. була представлена на Всеукраїнському конкурсі студентських наукових робіт та була відзначена дипломом II ступеня.

За 5 років здійснено 14 сумісних зі студентами наукових публікацій та 38 доповідей на конференціях.

У системі підвищення кваліфікації викладачів вищих навчальних закладів організовано семінар «Сучасні комп'ютерні системи автоматизованого проектування». Проводиться підготовка та перепідготовка науково-технічних кадрів з напрямку систем автоматизованого проектування на базі програмних комплексів Pro/ENGINEER, SolidWorks, ANSYS, LS-DYNA, Inventor, КОМПАС. Розгорнута підготовка фахівців, які на високому рівні володіють цими системами та застосовують їх як ефективний

інструмент у навчальному процесі та наукових дослідженнях.

Основні наукові розробки кафедри за напрямом «Комп'ютерні методи моделювання складних та надскладних механічних систем» стосуються методів узагальненого параметричного опису та комп'ютерного моделювання складних та надскладних механічних систем. Опубліковано за 5 років близько 190 статей, у яких знайшли відображення наукові та методичні розробки. Підготовлено до друку у складі авторського колективу підручник та конспект лекцій з курсу «Теорія механізмів і машин». Готується до друку підручник із систем автоматизованого проектування.

Значну роботу на кафедрі за новим науковим напрямком проводить з 2006 р. д.т.н. Золочевський Олександр Олексійович. За його ініціативою та безпосереднім керівництвом виграні та успішно виконані міжнародні гранти. Є значні перспективи співробітництва з університетами Котбуса (Німеччина), Сент-Етьєна (Франція), Арізони (США). Протягом 2008-2010 років д.т.н. Золочевський О.О. разом зі своїми учнями здійснив кілька грантових поїздок у названі університети. Крім того, із зарубіжних університетів кафедру відвідують науковці. Вони виступають із доповідями перед співробітниками та студентами кафедри (проф. Лін з університету штату Арізона, США, проф. Альтенбах з університету Галле, Німеччина, доктор Вереселль з Національної вищої гірничої школи м. Сент-Етьєн, Франція, доктор Шпрінгман з Бранденбурзького технічного університету, Німеччина).

У 2008 р. кафедру відвідала делегація агенції CRDF (США) під керівництвом Мерілін Пайфер.

Досягнення кафедри експонувалися на виставці «СЕВІТ'2006» у Ганновері, Німеччина.

На кафедрі за новим науковим напрямком – проблеми моделювання складних та надскладних механічних систем – з 2004/2005 навчального року відкрита підготовка фахівців із спеціалізації «Комп'ютерне моделювання механічних систем» (спеціальність «Інформаційні технології проектування»). Кафедра проводить постійно діючі семінари і готує дистанційні курси з тематики розвитку і впровадження САПР в практику наукових досліджень, підготовку фахівців і у виробництво України.

У 2009р. за підтримки ректорату та у співробітництві з індустріальною групою «УПЕК» створено навчально-дослідний комп'ютерний кластер та центр для підготовки висококваліфікованих кадрів в галузі комп'ютерного проектування, моделювання та технологічної підготовки виробництва машинобудівних конструкцій в Україні (рис. 16).

Висновки. Підсумовуючи, можна запропонувати як найбільш ефективний шлях до розв'язання проблеми створення *унікальних державних центрів*, оснащених програмним забезпеченням, науковими розробками та кластерними системами «потрійного» призначення: наука-освіта-виробництво. Саме вони можуть стати центрами кристалізації при формуванні науково-освітнього простору. Саме цей напрям і був обраний

кафедрою «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин» як стратегічний.



Рисунок 16 – Комп’ютерні навчально-дослідницькі кластери «Політехнік-120» та «Політехнік-125» (НТУ «ХПІ» сумісно з ІГ «УПЭК», РТС та Pro/Technologies, Москва)

Кафедра ТММ і САПР на даний час має великі потенційні можливості у науково-дослідній роботі, навчально-методичній діяльності та у підготовці кадрів. Стратегічний напрям розвитку кафедри і наукової школи, що склалася - формування науково-освітнього центру з проблем комп’ютерного моделювання складних та надскладних механічних систем.

Список літератури. 1. Ткачук Н. А. Кафедра ТММ і САПР: годы, имена, события (к 85-летию основания) // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”, 2005, №53, с.3-11.
2. Ткачук М. А. До 125-річчя НТУ «ХПІ». Університет, кафедра, студент: хартія наукового прагматизму // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”, 2010, №19, с.3-11.

Поступила в редколлегию 30.09.2010

У ПОРЯДКУ ОБГОВОРЕННЯ

УДК 62

О.Г. КРИВОКОНЬ, канд. філос. наук., доцент, экс-генеральний директор ХТЗ (м. Харків)

ГАЛУЗЬ СІЛЬГОСПМАШИНОБУДУВАННЯ ПОТРЕБУЄ ПІДТРИМКИ НЕ ТІЛЬКИ ЕКОНОМІЧНОЇ, АЛЕ Й ПОЛІТИЧНОЇ

Освещены проблемы развития отрасли сельскохозяйственного машиностроения в Украине. Приведены различные варианты выхода из сложившейся ситуации.

The problems of development in the sector of agricultural machine building in the Ukraine are eliminated. The different ways to pass the situation are given.

Сьогодні український виробник працює за умов нерівної конкуренції із зарубіжними компаніями. Таку тенденцію можна відстежити вже за такими позиціями, як доступ на зовнішні та внутрішні ринки, а також за самим виробництвом техніки. У 2004 році, скажімо, ВАТ «ХТЗ» відправляє на експорт лише тридцять відсотків продукції, наступного ж року цей показник виріс до вісімдесяти п'яти. Чому?



Насамперед варто наголосити на експортному кредитуванні. Наприклад, сільське господарство Узбекистану, яке історично працювало на російських та українських тракторах, останніми роками почало купувати наполовину менше техніки в наших країнах, дедалі більше віддаючи перевагу Європі та Сполученим Штатам. Цікавимося: чому так, адже зарубіжні трактори значно дорожчі, до того ж потребують спеціального обслуговування? Узбецькі аграрії відповідають: американські трактори, мовляв, віддають у кредит терміном на десять років під чотири відсотки річних. А ви згодні на такі умови? Відповідаємо: даруйте, але ХТЗ, як і більшість

підприємств, працюють за умов попередньої оплати. У нас же державної підтримки експорту немає. Узбеки у відповідь: що ж, будемо працювати з німцями й американцями...

У багатьох країнах державні фірми знаходять заводів-виробників і пропонують їм готовність надати підтримку в експортних поставках. Схема роботи подібних компаній така:

завод-виробник і зарубіжний покупець звертаються до компанії;

компанія ретельно перевіряє іноземного партнера і пропонує ліміт фінансування;

якщо клієнт не сплатить вартості товару, то компанія зобов'язується відшкодувати виробництво дев'яноста відсотків від суми обладнання. Контракт при цьому становить 0,8 відсотка. І це платіж одноразовий;

маючи страхове покриття від компанії, завод звертається до банку за фінансуванням обладнання. Хоча сама компанія грошей не дає, однак банки приймають у забезпечення дебіторську заборгованість розміром покриття компанії. Оцінюють її як таку, що виключає ризики і, відповідно, видають кредит під низьку ставку - 4,5-5 відсотків річних.

Практика засвідчує: для покупця техніки можливість отримати подібний кредит - потужний стимул, який часто виявляється визначальним.

Країни Заходу для підтримки своїх експортерів застосовують і прямі субсидії. У країнах Східної Європи протягом 2000-2006 років діяла програма Європейського Союзу під назвою SAPARD, яка своєю метою декларувала розвиток сільського господарства та загалом сільської місцевості. Її суть можна передати в такий спосіб: польському та болгарському фермерам говорять: якщо купиш трактор європейського виробництва, то половину його вартості виплатимо тобі з бюджету ЄС. Якщо ж придбаєш сільгоспмашину з України чи Росії, не отримаєш нічого. Тож SAPARD принесла естонським селянам загалом близько мільярда крон (9,7 мільйона доларів США).

Офіційно в документах SAPARD вимога закуповувати лише західну техніку не прописана, але в реальності... Наприклад, у Центральному союзі хуторян Естонії (спілка фермерів) відзначали недоліки SAPARD, як-то: дуже жорсткі умови оформлення заявок, вимога купувати лише західну техніку.

Якби українська влада з метою розвитку вітчизняного експорту запропонувала подібну програму, то чимало естонських (і не лише) фермерів придбали б нашу техніку замість європейської. Гадаю, невдовзі така програма з'явиться в Росії, і влада північного сусіда неодмінно просуватиме свою продукцію з допомогою «нафти й газу».

Нашому проникненню на ринки розвинених країн заважають не лише тарифні перешкоди, які в Україні практично не застосовуються. Наприклад, екологічні й технічні стандарти, що є типовим для Євросоюзу. Техніка з інших країн часто не відповідає цим стандартам: наш і літаки надто шумні, американські вантажівки задовгі, китайські автомобілі не вдовольняють вимог безпеки тощо.

Західна техніка - техніка в сенсі механізмів і техніка юридичних хитрощів-більш витончена, а через це ми завжди будемо у програті.

В Україні, на жаль, досі бракує політичної підтримки експортерів. Не пригадую випадку, коли б умови поставок української сільгосптехніки були предметом лобювання з боку вітчизняного уряду. Випадків протилежних за змістом - удосталь.

Річ у тім, що на зовнішніх ринках наші трактори позбавлені тієї підтримки, яка є в арсеналі зарубіжних колег. А це, безсумнівно, підриває конкурентоспроможність вітчизняної техніки. Що робити? Відповідь

напрошується така: потрібно створити експорт тих товарів, які ми зазвичай відносимо до другої та третьої категорій. І підтримувати цей експорт, використовуючи важелі політичного впливу й тактику відповідних обмежень. Без цього на світовому ринку конкурувати на рівних ніяк.

На внутрішньому ринку також існує нерівноправність. Так, ми часто стикаємося з пільгами для іноземців по сплаті ПДВ. Скажімо, виготовили ми трактор - сплатили двадцять відсотків. Німецький виробник випустив трактор у Німеччині - сплатив ПДВ, вивіз із Німеччини - йому відшкодували ПДВ, привіз в Україну - а ПДВ уже сплатити не може. Існує режим, згідно з яким в Україні можна створити юридичну особу, внести до її статутного капіталу трактор, і тоді вона звільняється від сплати згаданого податку.

Функціонує й інший режим - тимчасового митного ввозу. Це коли, скажімо, турки чи поляки на час збирання врожаю в'їжджають до України на комбайнах і два місяці працюють. У такому разі комбайни так само не обкладаються ПДВ і митом. Нерідко ця техніка навіть не виїжджає назад - її просто заганяють на склад для зберігання взимку.

І це - законодавчо закріплені схеми, за якими техніка, вироблена за кордоном, на ринку України отримує пільгу розміром двадцять відсотків від вартості техніки, виготовленої в нас. Над цією проблемою рокам и ламають списи, але вона ніяк не вирішується. Між тим, це свідчення того, як ставиться уряд до підтримки нашого сільгоспмашинобудування.

Ще одна істотна проблема - заниження митної вартості. В середньому імпортний трактор п'ятого класу коштує 150 тисяч євро. Коли відбувається заниження ціни, то техніка декларується на митниці по 15-25 тисяч євро, тим самим знижується оплата ПДВ. Такі випадки, на жаль, непоодинокі. За статистикою техніки заниженої вартості завозиться до України в середньому до десяти відсотків.

Добре, що з'явилася система субсидіювання відсоткових ставок. Тепер український фермер бере кредит, купує трактор і процентні ставки йому субсидує держава. Система працює, але практично всі гроші, отримують постачальники зарубіжної техніки. Тобто, ми за рахунок державного бюджету підтримуємо іноземних виробників.

Офіційна позиція агропромислової політики й уряду в цілому така, що їх не цікавить, придбає фермер трактор український чи імпортний. Таке диво спостерігається лише в Україні. Ні на Заході, ні на Сході, ні в південних країнах подібного підходу немає. Всюди до програм субсидіювання при купівлі тракторів реальний доступ мають лише вітчизняні виробники. Позаторік використанню коштів з держбюджету на компенсацію кредитних ставок банки придбали техніки на 1 827 мільйонів гривень. З них вітчизняної - на 197 мільйонів. Це становить 10,7 відсотка від загальної суми. Вдумаймося! На що витрачаються бюджетні кошти?!

На загальному тлі - це, здавалося б, дрібниці, але зарубіжні колеги отримують непогані дотації і за участь у виставках. Якщо ХТЗ виставляється в Україні чи за кордоном, то участь в одній з виставок обходиться від 100 до 300 тисяч євро. Дотації при цьому - ніякої. Якщо ж, скажімо, турецька

компанія виставляє свою техніку в Москві, то держава покриває половину витратів на рекламу і стовідсотково компенсує витрати на оренду експозиційного майданчика.

У виробництві самої техніки теж спостерігаємо нерівні умови. Так, вартість кредитів в Україні становить шістнадцять-дев'ятнадцять відсотків річних, у країнах Західної Європи - чотири-шість. І це за тієї умови, якщо немає державної підтримки. Але вона, як правило, там є. Наприклад, у США при купівлі обладнання штат, в особі держави, компенсує частину відсоткової ставки, і за компанію сплачує витрати на оформлення кредиту. У відповідь компанія обіцяє створити певну кількість робочих місць. У підсумку маємо пільгову ставку 18 відсотків на сім років для придбання устаткування.

Субсидії на модернізацію в Україні взагалі відсутні як явище. У країнах Західної Європи вони діють на системній основі і покривають до тридцяти відсотків витрат компанії по цій ставці. У Німеччині, наприклад, якщо фірма-виробник бере кредит на придбання і встановлення нового обладнання, то до п'ятдесяти відсотків такого кредиту на себе бере держава в особі адміністрацій відповідних земель.

Екологічні субсидії в Україні стимулюють виробників впроваджувати екологічно чисті технології, головним чином, у вигляді штрафів. У багатьох інших державах не забувають застосовувати субсидії і виділяти кошти на модернізацію, яка істотно поліпшує екологічні показники.

У розвинутих країнах половина вартості дослідницьких робіт покривається за рахунок державних субсидій. В Україні їх практично нуль відсотків. Загалом же субсидії - це ніщо інше, як ефективний, але складний у використанні інструмент. Складно створити механізм ефективного та справедливого їх розподілу, аби він при цьому не наплотив корупції. Цей інструмент більше підходить для країн з розвиненим громадянським суспільством. Поки ми його не створили, доти не варто відповідати іноземцям: ви субсидію - ми субсидію, ви дотацію - ми дотацію. Краще відповідати так: у вас дотація сорок відсотків - ось вам мито сорок відсотків. Саме з огляду на це, я веду мову про необхідність зростання мита на ввезення тракторів і комбайнів.

Всі аргументи про необхідність вирівнювання конкуренції очевидні. Гадаю, не я один дійшов такого висновку. Чимало фахівців вбачають у цьому вихід української промисловості з кризи. Чиновники ж дуже люблять пуститися в роздуми про низьку якість українських товарів, про втому техніки, люблять пофілософствувати про те, яка прекрасна техніка, виготовлена за кордоном. Вони навідріз відмовляються усвідомлювати, що криза сталася не з вини робітників, що криза-це не привід убивати підприємства, а навпаки, саме під час спаду ці підприємства потрібно підтримувати, вкладати кошти в їх реконструкцію та модернізацію. Цього не лише треба хотіти, цьому треба вчитися.

Поступила в редколегію 21.09.10

СОДЕРЖАНИЕ

АВТОМОБИЛІ ТА ТРАКТОРИ

- | | | |
|----|--|----|
| 1 | БЕСПАЛОВ В.М., МАРЕНКО Г.М., КАЙДАЛОВ Р.О.
МЕХАНІЧНИЙ ГІСТЕРЕЗИС | 4 |
| 2 | БИБИК Д.В., ДЕРКАЧ О.И., ФЕДОРОВ В.А., ЯЛОВОЛ И.В.
МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ СОВМЕСТНОГО
ДЕФОРМИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ, СОЕДИНЕННЫХ
ПОСРЕДСТВОМ ТЕЛ КАЧЕНИЯ | 11 |
| 3 | БОНДАРЕНКО А.И.
ИССЛЕДОВАНИЕ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ОБОРУДОВАНИЯ
СОВРЕМЕННЫХ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ АБС | 18 |
| 4 | ВЕЛИКОДНЫЙ В.М., МАМОНТОВ А.Г.
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЛАВНОСТИ
ХОДА ТРАКТОРА ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО
СИНУСОИДАЛЬНЫМ НЕРАВНОСТЯМ | 23 |
| 5 | ВОЛОНЦЕВИЧ Д.О., БОГАЧ В.С., ИСТОМИН А.Е.
ВЫБОР ДАТЧИКОВОЙ АППАРАТУРЫ ДЛЯ СИСТЕМЫ
СТАБИЛИЗАЦИИ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ
АВТОМОБИЛЯ | 32 |
| 6 | ДУЩЕНКО В.В., КОЦ О.М.
ДО ПИТАННЯ ВИКОРИСТАННЯ ЕФЕКТУ АДСОРБЦІЇ У
СИСТЕМАХ РЕГУЛЮВАННЯ ПОЛОЖЕННЯ
ПІДРЕСОРЕНОГО КОРПУСУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ | 38 |
| 7 | КОРЫТЧЕНКО К.В., ВОЛОНЦЕВИЧ Д.О., КОВЦУР Ю.В.
ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ СИСТЕМ
ЗАЖИГАНИЯ | 44 |
| 8 | ЛУЗАН С.А.
НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ РАЗРАБОТКИ КОНЦЕПЦИИ
ВОССТАНОВИТЕЛЬНОГО РЕМОНТА ТРАНСПОРТНОЙ
ТЕХНИКИ | 56 |
| 9 | ПОДРИГАЛО М.А., КЛЕЦ Д.М., НАЗАРЬКО О.А.,
ПОТАПОВ Н.Н.
ВЛИЯНИЕ ТЯГОВЫХ МОМЕНТОВ НА ДИНАМИЧЕСКОЕ
РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕРТИКАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ МЕЖДУ
КОЛЕСАМИ АВТОМОБИЛЯ | 64 |
| 10 | РЕБРОВ А.Ю., ГРИГО Р.Г.
ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОЛЕСНЫХ
СЕЛЬХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ НА ФОРМИРОВАНИЕ
И УЛУЧШЕНИЕ ИХ ТЯГОВО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ
ПОКАЗАТЕЛЕЙ | 75 |

11	САМОРОДОВ В.Б., МАНДРЫКА В.Р., ОСТРОВЕРХ А.О., БАЙЦУР М.Н., ОСТАЩЕНКО В.С. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ДВУХПОТОЧНОЙ ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ ОБОРУДОВАННОГО ДЛЯ РЕМОНТА НЕФТЯНЫХ И ГАЗОВЫХ СКВАЖИН	79
12	СТЕПАНОВ А.В. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРОКА СЛУЖБЫ АВТОСАМОСВАЛОВ КРАЗ, РАБОТАЮЩИХ НА ПОРОДНЫХ ОТВАЛАХ	84
13	ТКАЧЕВ О.Ю. ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ	88
<u>ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ</u>		
14	ЕРИЦЯН Б.Х., ЯКУНИН Д.И. РАЗВИТИЕ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ МЕХАНИЗМА НАКЛОНА КУЗОВА С ЛИНЕЙНЫМ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИМ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕМ	92
15	КРИВЯКИН Г. В. ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ МОМЕНТОВ В ТЯГОВОЙ ПЕРЕДАЧЕ НА КОЛЕБАНИЯ ТОКОВ ФАЗ АСИНХРОННОГО ТЯГОВОГО ДВИГАТЕЛЯ	98
16	ЛЮБАРСКИЙ Б.Г. КОНЦЕПЦИЯ ВЫБОРА ТИПА ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА СОВРЕМЕННОГО СКОРОСТНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА	102
17	РЯБОВ Е.С. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО МОМЕНТА РЕАКТИВНОГО ИНДУКТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ С АКСИАЛЬНЫМ МАГНИТНЫМ ПОТОКОМ	108
<u>ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ</u>		
18	ПЕЛЕСШКО Є.В., ТКАЧУК М.А., БРУЛЬ С.Т., ЛИТВИНЕНКО О.В., КАРАПЕЙЧИК І.М. КОМПЛЕКСНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ТА ЖОРСТКОСТІ КОРПУСІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ	116
<u>ДВИГУНИ І ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ</u>		
19	БОРИСЕНКО А.Н., ОБОД П.С., ЛАВРИНЕНКО О.В. СОВРЕМЕННЫЕ ИНФОРМАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ ВИБРОДИАГНОСТИКИ ДВС	132

- 20 **ШПАКОВСКИЙ В.В.** 138
 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗМЕНЕНИЯ
 РЕОСТАТНОЙ МОЩНОСТИ МОДЕРНИЗИРОВАННОГО
 ДИЗЕЛЯ ТЕПЛОВОЗА ЧМЭ-3 НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ
 РЕЖИМАХ В ПРОЦЕССЕ ДЛИТЕЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ
МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ У МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМАХ
- 21 **КАВЕЦКИЙ С.Н.** 143
 ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ СИНТЕЗА ПЛАНЕТАРНОГО
 МЕХАНИЗМА \overline{II} С УЧЕТОМ УГЛОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ
 ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПЕРВОЙ И ВТОРОЙ СТУПЕНЕЙ
ІСТОРІЯ НАУКИ ТА ТЕХНІКИ
- 22 **ЕПИФАНОВ В.В.** 148
 ФАКУЛЬТЕТ ТРАНСПОРТНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ
 НТУ "ХПИ": ВЧЕРА, СЕГОДНЯ, ЗАВТРА (К 45-ЛЕТИЮ
 ОСНОВАНИЯ)
- 23 **ТКАЧУК М.А.** 153
 ДО 125-РІЧЧЯ НТУ «ХП». КАФЕДРА ТММ І САПР:
 ФОРМУВАННЯ ТА РОЗВИТОК НАУКОВО-ОСВІТНЬОГО
 ПРОСТОРУ
У ПОРЯДКУ ОБГОВОРЕННЯ
- 24 **КРИВОКОНЬ О.Г.** 172
 ГАЛУЗЬ СІЛЬГОСПМАШИНОБУДУВАННЯ ПОТРЕБУЄ
 ПІДТРИМКИ НЕ ТІЛЬКИ ЕКОНОМІЧНОЇ, АЛЕ Й
 ПОЛІТИЧНОЇ

НАУКОВЕ ВИДАННЯ
ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
"ХПІ"

*Збірник наукових праць
Тематичний випуск
Транспортне машинобудування
Випуск 39*

Науковий редактор к.т.н. Єпіфанов В.В.
Технічний редактор к.т.н. Бондаренко А.І.
Відповідальний за випуск к.т.н. Обухова І.Б.

Обл. вид. № 14 – 10

Підп. до друку 01.11.2010 р. Формат 60x84 1/16. Папір Сору Paper.
Друк-ризографія. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 10,4.
Наклад 300 прим. 1-й завод 1-100.
Зам. № 342. Ціна договірна

НТУ "ХПІ", 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Видавничий центр НТУ "ХПІ" Свідоцтво ДК № 3657 від 24.12.2009 р.

Видавничий центр НТУ "ХПІ", 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21