

Управлінський процес організації виконання робіт у цьому разі полягає у тому, щоб на основі обґрунтування їх змісту та часу виконання стосовно кожного окремого поля розробити та реалізувати організаційні регламенти їх здійснення кожною складовою проекту: комбайнами; транспортними засобами; контрольно-зважувальними підсистемами; токами, а також ланками технічного та побутового обслуговування збиральних робіт. Згадані процеси мають свої особливості, які в даній роботі детально не розглядаються.

#### **Висновки.**

1. Обґрунтовано, що існує потреба реалізації проектів збирання ранніх зернових культур, які мають свої особливості стосовно управління їх змістом та часом. 2. Встановлено, що для ефективної реалізації проектів збирання ранніх зернових культур слід виконати вісім етапів стосовно планування змісту та часу робіт. 3. Означені процеси управління змістом та часом виконання робіт у проектів збирання ранніх зернових культур потребують розроблення науково-методичних засад, як бази знань для ефективного управління ними, що вимагає подальших досліджень.

#### **Література**

- Жнива вимагають злагодженості: (Український клуб аграрного бізнесу) [Електронний ресурс] // – 2008. – Режим доступу: <http://www.agribusiness.kiev.ua/uk/analytics/4372>.
- Сидорчук О.В. Системний підхід до управління змістом та часом в інтегрованих проектах молочарства / О.В. Сидорчук, А.М. Тригуба, М.В. Рудинець // Наукові записки Міжнародного гуманітарного університету. – Одеса, 2009. – Вип.16. – С.24–27 (автором запроновано системний підхід до управління змістом та часом інтегрованих проектів молочарства).
- Керівництво з питань проектного менеджменту: Пер. з англ. / Під ред. С.Д. Бушуєва, - 2-е вид., перероб. – К. Видавничий дім «Деловая Україна», 2000. – 198с.
- Руководство по управлению инновационными проектами и программами / под ред. С.Д.Бушуева. – [т.1, версія 1.2]. – К.: Наук. світ, 2009. – 173 с.
- Ціп Є.І. Сезонна програма комбайна і ризик в процесі централізованого збирання зернових: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.13.22 «Управління проектами та розвиток виробництва» / Є.І. Ціп. – Львів, 2002. – 18с.
- Сидорчук О. Тривалість роботи зернозбирального комбайна впродовж доби / [Сидорчук О., Сенчук С., Лехновський С.]. // Вісник Львів. ДАУ: Агроінженерні дослідження.– Львів: Львів ДАУ, 2002. – №6. – С.43-49.

УДК 622.625.28

### **РЕЗУЛЬТАТИ АВТОМАТИЗОВАНОГО АНАЛІЗУ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ ШАХТНОГО ДИЗЕЛЕВОЗА**

**Таран І.О., кандидат технічних наук**

**Постановка проблеми.** Серед завдань, передбачених державною «Енергетичною стратегією України», які мають бути виконані у 2010-2020 роках – технічне переозброєння й інтенсифікація вугільного виробництва за рахунок впровадження нової техніки – поставлені в першу чергу. Для шахтних локомотивів із дизельним двигуном такі проблеми, як обґрунтування типу трансмісії (ступінчаста механічна (СМТ), безступінчаста гідрооб'ємно-механічна (ГОМТ) або електромеханічна), вибір критеріїв для їх порівняння і раціональної структурної схеми та найбільш раціональних конструктивних параметрів у рамках обраної структурної схеми, великої кількості швидкісних безступінчастих діапазонів дизелевоза що регулюються, передаточних чисел на кожному з них з точки зору найкращої тягової динаміки та енергетичних характеристик з урахуванням стохастичного розподілу експлуатаційних швидкостей – є вельми актуальними і такими, що стримують подальше вдосконалення шахтного транспорту в цілому.

**Стан питання.** У галузі розрахунку та конструювання безступінчастих трансмісій вирішення вказаного завдання може спиратися на створену останнім часом нову системну технологію аналізу [1, 2, 3], що представляє новітню ступінь САПР, – побудову довільних структурних схем трансмісій з меню їх елементарних базових елементів із паралельною автоматизованою побудовою їх математичних моделей – так звану генерацію математичних моделей трансмісій та їх параметричний синтез у складі конкретного транспортного засобу за критеріями найліпшої тягової динаміки чи

найвищого інтегрального КПД. Аналіз тенденцій у застосуванні СМТ та безступінчастих ГОМТ на транспортних засобах підвищеної прохідності, тракторах та комбайнах, дорожньо-будівельних машинах, на тяговому електротранспорті, позитивних якостей та недоліків таких трансмісій дозволяє науково обґрунтовано підійти до постановки завдання про ступінь ефективності використання безступінчастих трансмісій у шахтних дизельних локомотивах.

**Мета роботи** – наукове обґрунтування раціональних конструктивних параметрів двопоточних гідрооб'ємно-механічних трансмісій для шахтних дизелевозів.

**Матеріали досліджень.** Перерозподіл потоків потужності в двопоточних трансмісіях має основну мету: отримання більш високого ККД трансмісії, причому саме в галузі максимальної продуктивності на тяговому та транспортному діапазонах. Для цього необхідно забезпечити такі конструктивні параметри елементів трансмісії, в результаті яких максимальна частка потужності протікає крізь механічну гілку з більш високим ККД. На думку автора, при визначенні вказаного найбільш раціонального вектора конструктивних параметрів трансмісії слід виконати наступні основні технічні вимоги або обмежуючі умови: мають зберігатися максимальні швидкості руху на робочому тяговому та транспортному діапазоні; кутові швидкості валу гідронасоса, який регулюється, не можуть перевищувати максимально можливих за паспортом цих гідроагрегатів; весь комплекс обраних передаточних відносин має забезпечувати завантаження двигуна внутрішнього згоряння, близьке до його максимальної експлуатаційної потужності; конструктивні параметри у схемі двопоточних безступінчастих трансмісій необхідно обирати так, щоб максимальний ККД трансмісії відповідав режимам найбільшої продуктивності, тобто найбільшим технологічним швидкостям на тяговому і транспортному діапазонах. Для обґрунтованого вибору конструктивних параметрів необхідно досліджувати співвідношення потужностей, що протікають у паралельних гілках двопоточної трансмісії. Визначимо кутові швидкості, моменти, параметри структурних елементів, що входять до складу трансмісії, яка розглядається (рис. 1) та визначимо характер залежності співвідношення потужностей у гілках трансмісії. Кутові швидкості  $\omega_2$  епіциклічної та  $\omega_1$  сонячної шестірен планетарного ряду з внутрішнім передаточним числом  $k$  залежать від кутової швидкості  $\omega_4$  об'єднуючої ланки (поз. 8 на рис. 2) наступним чином:

$$\omega_2 = \frac{\omega_4}{e \cdot \eta_o \cdot i_2}; \quad \omega_1 = \frac{\omega_4}{i_1}, \quad (1)$$

де  $\eta_o$  – загальний об'ємний ККД ГОП, що залежить в першу чергу від тиску навантаження робочої рідини у ГОП.

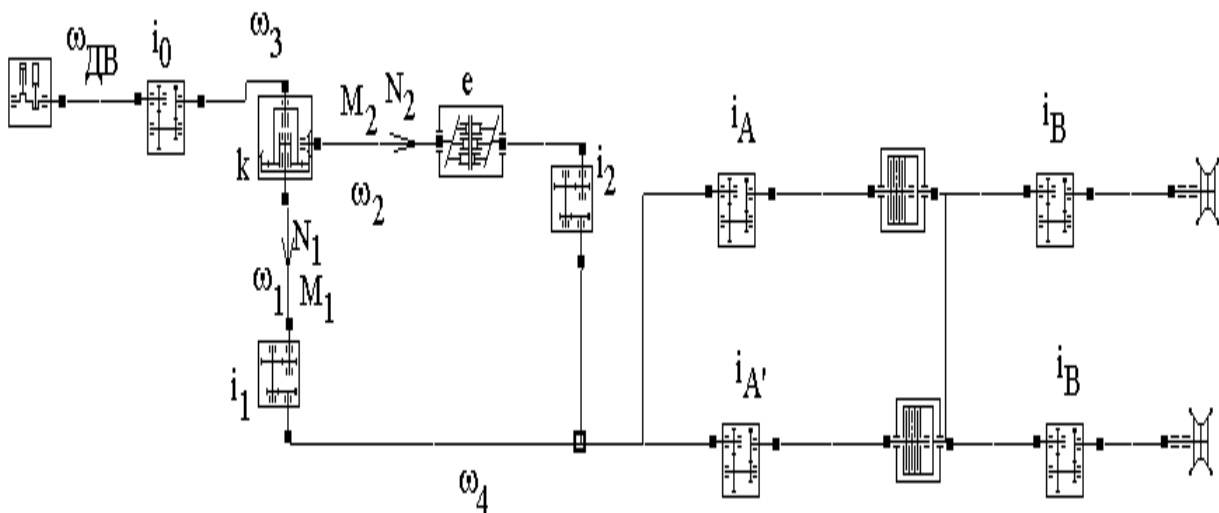


Рис. 1. Розрахункова схема для визначення співвідношення потужностей у гілках трансмісії

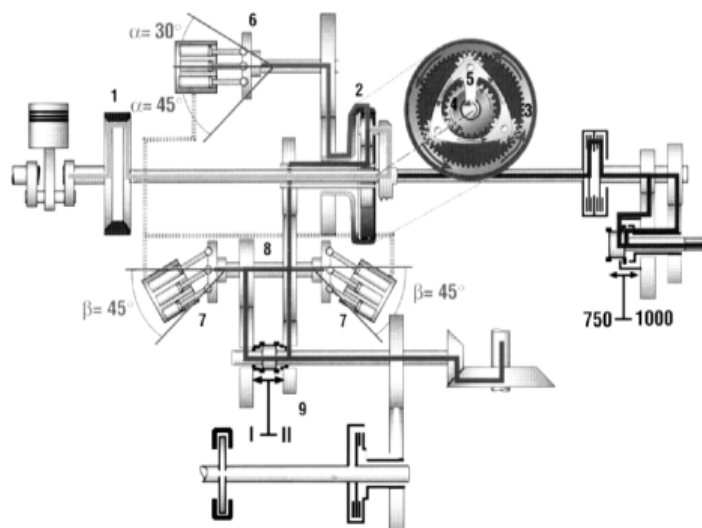


Рис. 2. Кінематична схема безступінчастої ГОМТ: 1 – демпфуюча муфта; 2 – планетарна передача; 3 – коронна шестірня; 4 – сонячна шестірня; 5 – водило; 6 – гідронасос; 7 – гідромотор; 8 – підсумовуючий вал; 9 – муфта перемикання діапазонів

Відношення кутових швидкостей визначається залежністю:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{e \cdot \eta_o \cdot i_2}{i_1}; \quad (2)$$

Відношення моментів навантаження  $M_1$  на сонячній та  $M_2$  на епіциклічній шестірнях подається за відомим визначенням для планетарного ряду [4]:

$$kM_1 + M_2 = 0 \Rightarrow \frac{M_1}{M_2} = -\frac{1}{k}; \quad (3)$$

Тоді відношення потужностей  $N_1$  та  $N_2$ , що протікають у паралельних гілках двопоточної трансмісії (рис. 1), визначається наступним чином:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{M_1 \omega_1}{M_2 \omega_2} = -\frac{e \cdot \eta_o \cdot i_2}{k \cdot i_1} \rightarrow \max. \quad (4)$$

Та має бути максимізовано з урахуванням наведених обмежень.

Очевидно, що при максимальному значенні відношення  $N_1/N_2$  (4) більша частина потужності двигуна буде протікати через механічну гілку трансмісії, що позитивно відіб'ється на загальному ККД двопоточної ГОМТ або двопоточної електричної трансмісії. Аналіз визначення (4) приводить до наступних висновків. По-перше, максимум загального об'ємного ККД  $\eta_o$  буде досягтися при меншому робочому тиску навантаження, що забезпечується гідропередачею на базі об'ємних гідромашин з більшим робочим об'ємом. По-друге, відомо, що для планетарних рядів внутрішнє передаточне відношення  $k$  знаходиться в інтервалі  $-4,5 \dots -1,5$  [4] і максимуму відношення  $N_1/N_2$  відповідає правий кордон вказаного інтервалу. Автор пропонує замінити планетарний ряд на звичайний симетричний диференціал з передаточним відношенням  $k = -1$ , при введенні якого значення відношення вказаних потужностей максимальне. Відношення  $i_2/i_1$  також має бути максимальне, проте в поєднанні із значенням  $k$  та інтервалом зміни параметру регулювання це відношення має задовольняти вказаним обмеженням. З основного кінематичного рівняння планетарного ряду [4]:

$$\omega_1 - k\omega_2 + (k-1)\omega_3 = 0; \quad (5)$$

з урахуванням визначень (1)

$$\frac{\omega_4}{i_1} - k \frac{\omega_4}{e \cdot \eta_0 \cdot i_2} + (k-1)\omega_3 = 0. \quad (6)$$

Оскільки  $k = -1$ , то з (6) маємо:

$$\frac{\omega_4}{i_1} + \frac{\omega_4}{e \cdot \eta_0 \cdot i_2} = 2\omega_3; \quad (7)$$

$$\omega_4 \left( \frac{1}{i_1} + \frac{1}{e \cdot \eta_0 \cdot i_2} \right) = 2\omega_3; \quad (8)$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_4}{e \cdot \eta_0 \cdot i_2} = \frac{2\omega_3}{\frac{e \cdot \eta_0 \cdot i_2}{i_1} + 1} = \frac{2\omega_3 i_1}{e \cdot \eta_0 \cdot i_2 + i_1}. \quad (9)$$

Максимального значення, рівного  $2\omega_3$ , кутова швидкість валу гідронасоса досягає при  $e=0$ . Оскільки паспортні швидкості гідромашин не мають перевищувати  $\omega_{ГН\max} = \omega_{ГМ\max} = 336$  рад/с (конкретно для ГСТ-90), то кутову швидкість водила необхідно зменшити за рахунок узгоджуючого

редуктора  $i_0 = \frac{\omega_{ГН\max}}{2\omega_{ДВ}} = \frac{\omega_3}{\omega_{ДВ}}$  (див. рис. 1). Відшукаємо максимум відношення  $i_2/i_1$ , що забезпечує найбільший загальний ККД трансмісії. Передаточне відношення  $i_2$  регламентується максимальним (клапанним) тиском  $\Delta p_{\max}$  у гідропередачі та робочим об'ємом гідромотора  $q$ , вал якого сприймає зумовлену частку навантаження від ведучого колеса:

$$i_2 = \frac{\Delta p_{\max} q}{G f r \cdot i_A \cdot i_B}, \quad (10)$$

тут  $G$  – вага дизель-потяга,  $f$  – коефіцієнт зчеплення,  $r$  – радіус ведучого колеса;  $i_A, i_B$  – передаточні відношення редукторів (см. рис. 1), що забезпечують тяговий діапазон з максимальною швидкістю  $V_{\max}$ .

Кутова швидкість  $\omega_4$  сумуючої ланки (рис. 1) при максимальній на зазначеному кінематичному діапазоні швидкості руху дизель-потяга  $V_{\max}$ :

$$\omega_4 = \frac{V_{\max}}{r \cdot i_A \cdot i_B} = \frac{2\omega_{ДВ} \cdot e_{\max} \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot i_0}{e_{\max} \cdot i_2 + i_1}, \quad (11)$$

звідки передаточне відношення  $i_2$ :

$$i_2 = \frac{\frac{V_{\max}}{r \cdot i_A \cdot i_B} i_1}{2\omega_{ДВ} e_{\max} i_1 i_0 - \frac{V_{\max}}{r \cdot i_A \cdot i_B} e_{\max}}. \quad (12)$$

Добре видно, що перша похідна  $\frac{di_2}{di_1}$  для всіх значень, що допускаються  $i_1$  негативна:

$$\frac{di_2}{di_1} = \frac{-\left(\frac{V_{\max}}{r \cdot i_A \cdot i_B}\right)^2 e_{\max}}{\left(2\omega_{ДВ} e_{\max} i_1 i_0 - \frac{V_{\max}}{r \cdot i_A \cdot i_B} e_{\max}\right)^2} < 0. \quad (13)$$

Відповідно,  $i_2$  як функція  $i_1$  – монотонно спадає. Визначення (10) дає максимально можливе значення передаточного відношення  $i_2$ , якому відповідає із вказаної логіки (13) мінімальне значення  $i_1$ , що з (11) має вигляд:

$$i_1 = \frac{V_{\max} e_{\max} i_2}{2\omega_{ДВ} e_{\max} i_2 i_0 r \cdot i_A \cdot i_B - V_{\max}} \quad (14)$$

Із цього в свою чергу виходить, що відношення  $i_2/i_1$  є максимальним для заданого робочого об'єму гідромотора, клапанного тиску та максимальної швидкості руху дизельного локомотива, якщо вказані передаточні відношення визначаються за визначенням (10) та (14), відповідно. Таким чином, гарантовано виконуються обмежуючі умови.

Запропоновану методику реалізовано для обрання оптимальних конструктивних параметрів за критерієм максимуму загального ККД двопоточної ГОМТ типу, що розглядався. На рис. 3 представлені раціональна структура та конструктивні параметри двопоточної ГОМТ для використання у шахтних дизельвозах вагою 10т з радіусом ведучого колеса 0,3м та потужністю двигуна 73кВт (100 л.с.) з коефіцієнтом зчеплення  $f=0,23$ ,  $\Delta p_{\max} = 42\text{МПа}$ ,  $V_{\max} = 2,8; 5,7$  м/с (для тягового та транспортного діапазону, відповідно),  $q = 14,17$  см<sup>3</sup>/рад – продуктивність ГСТ-90.

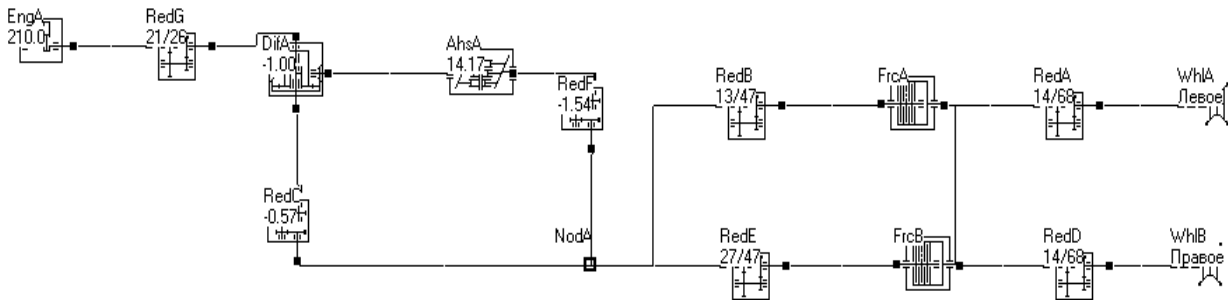


Рис. 3. Структурна схема двопоточної ГОМТ з максимальним ККД

Для імітаційного моделювання як ГОП використовується модель ГСТ-90 з можливістю керування шайбою гідромотора. Результати аналізу трансмісії з параметрами, що забезпечують максимальний ККД безступінчастої двопоточної ГОМТ з двомашинним регулюванням представлено на рис. 4.

**Висновок.** Представлені результати відображають найкращі техніко-економічні характеристики двопоточної ГОМТ для дизельвоза. Відхилення будь-якого із вказаних конструктивних параметрів від приведених на структурній схемі трансмісії на рис. 1 призводить до зниження ККД та загрожує невиконанням обмежуючих умов.

Слід акцентувати увагу на тому, що під час зрушення дизель-потяга в тяговому режимі з тяговим зусиллям 23 кН на початку руху робочий тиск навантаження у ГОП не перевищує клапанного  $\Delta p_{\max}=42\text{МПа}$  й монотонно падає до початку регулювання гідромотора. При зменшенні куту нахилу шайби гідромотора при постійному  $e_1=1$  тиск, звичайно, збільшується, а ККД ГОМТ встановлюється на значенні, близькому до 0,86 у діапазоні швидкостей 8,0-9,3 км/г. Максимальне навантаження на двигуні складає 71 кВт, що відповідає 96,5% його завантаження. На максимальній швидкості транспортного діапазону ККД ГОМТ досягає значення 0,88.

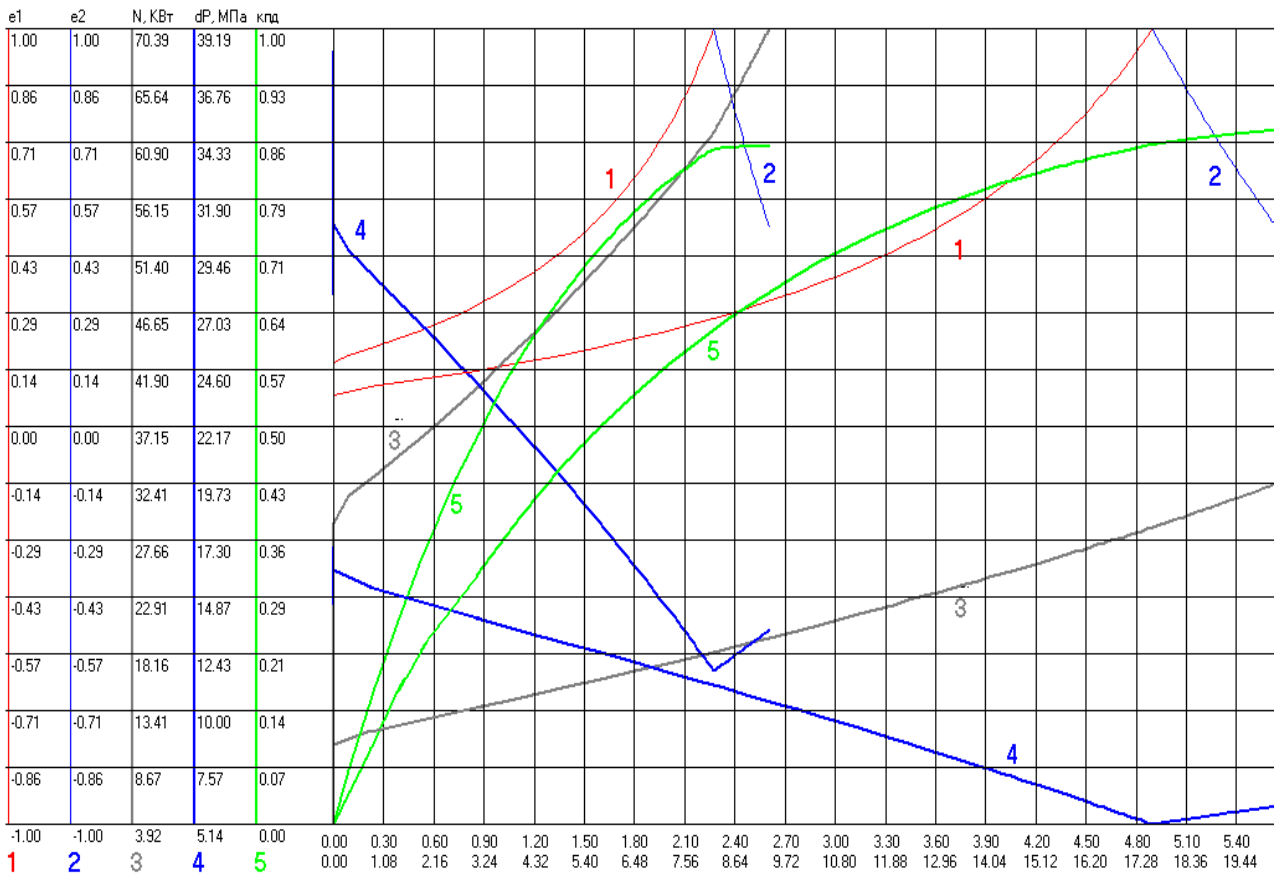


Рис. 4. Результати аналізу двопоточної ГОМТ з параметрами, що забезпечують максимальний ККД

### Література

1. Самородов В.Б. Основы матричного анализа трансмиссий транспортных машин // Информационные технологии: наука, техника, технология, оборудование, здоровье. –Харьков, 1997. –С.378-379.
2. Самородов В.Б. Вывод кинематических базисных матриц и системный анализ кинематики ступенчатых механических и гидрообъемно-механических трансмиссий // Труды ХГПУ.– Харьков, 1999.–Вып.7, в 4-х частях, ч.2.– С.134-141.
3. Таран И.А. Сравнение универсальных характеристик объемных и электрических передач как основных элементов трансмиссии дизельного транспорта // Науковий вісник НГУ. –2009. –№10. –С. 70-72.
4. Планетарные передачи. Справочник / Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. –Л.: Машиностроение, 1977. –536 с.

УДК 629.114

## АНАЛІТИЧНІ СПОСОБИ ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТІВ ІНЕРЦІЇ АВТОМОБІЛЯ

Тімков О.М., кандидат технічних наук  
Яценко Д.М.,  
Босенко В.М.

**Постановка проблеми.** З теоретичної механіки відомо [2], що при прискореному поступальному русі будь якого тіла проявляється сила інерції  $F_{Ag}$ , яка дорівнює добутку маси тіла на його прискорення (Н). Аналогічно цьому при прискореному обертовому русі маса тіла визначає необхідний для її прискорення момент. Маса тіла визначає також момент інерції  $J$  (кг·м<sup>2</sup>), що є мірою інерції тіл при обертовому русі. В різних умовах руху автомобіль може брати участь у трьох видах обертового руху, при яких становить інтерес знання його величин моментів інерції. Визначають такі