УДК 629.113

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ УМОВНОГО РУХУ АВТОМОБІЛЯ В РЕЖИМАХ ЄВРОПЕЙСЬКОГО ІЗДОВОГО ЦИКЛУ ПРИ ВИКОРИСТАННІ БІОГАЗУ ЯК МОТОРНОГО ПАЛИВА

Р. В. Симоненко, С. І. Шиманський

Державне підприємство «ДержавтотрансНДІпроект», Україна.

Кореспонденція авторів: zaboleg07@ukr.net.

Історія статті: отримано – березень 2019, акцентовано – травень 2019.

Бібл. 11, рис. 0, табл. 4.

Анотація. В статті запропонована математична модель двигуна і автомобіля при русі за Європейським їздовим циклом, дозволяє провести розрахункові дослідження автомобіля з бензиновим двигуном переобладнаним для роботи на бензині та стисненому природньому газі та на основі проведених розрахунків, з незначною похибкою, виконати аналіз і спрогнозувати вплив на паливну економічність та екологічні показники автомобіля виду палива. Це підтверджено експериментальними дослідженнями.

Ключові слова: автомобіль, модель, біогаз, паливо.

Постановка проблеми

Вміст шкідливих речовин у відпрацьованих газах та паливна економічність двигунів в умовах експлуатації визначаються великою кількістю факторів (час, швидкість, крутний момент, частота обертання), які є взаємопов'язаними та певною мірою впливають на кінцевий результат.

Аналіз останніх досліджень

Як зазначено у роботі [1], досліджувати фактори, що віднесено до різних дослідних об'єктів, можливо за допомогою системного підходу. Системний підхід, як методологічне направлення наукового пізнання, використовувався при дослідженні різних властивостей автомобілів [2].

Дослідження експлуатаційних властивостей колісних транспортних засобів в системі “водій – автомобіль – дорога” було розроблено в Національному транспортному університеті в роботі [3]. Обмеження, які накладено на систему також приведено у вищезгаданій роботі.

Дана методика дозволяє врахувати основні фактори, які впливають на умови роботи автомобіля в експлуатації та накласти відповідні обмеження при визначенні викидів шкідливих речовин і витрати палива.

Так як для оцінки паливної економічності і екологічних показників автомобілів на даний час існує

три групи їздових циклів: Європейські їздові цикли, їздові цикли США, Японські їздові цикли [4], використовуємо, для проведення досліджень на математичній моделі, на основі даної методики використати Європейський їздовий цикл руху автомобіля, який регламентовано згідно з ДСТУ UN/ECE R 83 [5].

Мета досліджень

Основними вихідними параметрами математичної моделі є годинні витрати палива та повітря в залежності від умовної швидкості і прискорення автомобіля.

Результати досліджень

При складанні математичної моделі двигуна і автомобіля при його випробуванні за Європейським їздовим циклом на стенді з біговими барабанами розділяємо режими руху за видами їх однотипного математичного опису [6]:

1. Робота двигуна в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу.
2. Розгін двигуна на холостому ході.
3. Рушання автомобіля з місця на першій передачі КПП з буксуванням зчеплення.
4. Розгін автомобіля при блокованому зчепленні.
5. Переключення передач КПП з вищої на нижчу і з нижчої на вищу швидкість.
6. Рух автомобіля з постійною швидкістю.
7. Сповільнення автомобіля при блокованому зчепленні.
8. Сповільнення двигуна з вимкнутим зчепленням.

Режими роботи двигуна і руху автомобіля в математичній моделі описані системою диференціальних рівнянь, які чергуються у відповідності до режимів їздового циклу.

Для прикладу приведено режим рушання автомобіля з місця на першій передачі. При такому режимі включення зчеплення здійснюється з одночасним відкриттям дросельної заслінки і в цей період частота обертання колінчастого вала може

знижуватися, залишатися постійною або збільшуватися, а частота обертання веденої частини зчеплення збільшується.

Автомобіль починає рух з пробуксовуванням зчеплення від $V_a = 0$, при русі з пробуксовуванням зчеплення частина роботи крутного моменту двигуна перетворюється в теплову енергію і виходить в навколишнє середовище [7]. В результаті кількість палива, яке витрачається на роботу буксування, залежить на пряму від кутових швидкостей $\omega_{зч}$ зчеплення та ω колінчастого вала двигуна, а також від інтенсивності включення зчеплення.

Для визначення руху автомобіля та роботи двигуна описуємо рівнянням [8]:

$$\pm I_{\text{д}} \frac{d\omega_{\text{д}}}{dt} = M_{\text{к}} - M_{\text{зч}}, \quad (1)$$

де $\frac{d\omega_{\text{д}}}{dt}$ - кутове сповільнення колінчастого вала двигуна, с^{-2} ;

$M_{\text{к}}$ - ефективний крутний момент двигуна, Н·м;

$M_{\text{зч}}$ - момент тертя зчеплення, Н·м.

При сповільненні колінчастого вала двигуна кінетична енергія мас, що обертаються, передається на збільшення кутового прискорення веденої частини зчеплення, враховуючи при цьому приєднаних до нього мас автомобіля і стенда, приведених до веденої частини зчеплення. Такий стан описується рівнянням руху веденої частини зчеплення [8]:

$$\frac{1}{\eta_{\text{Т}}} \cdot I_{\text{пр}} \cdot \frac{d\omega_{\text{зч}}}{dt} = M_{\text{зч}} - M_{\text{оп}}, \quad (2)$$

де $\eta_{\text{Т}}$ - коефіцієнт корисної дії трансмісії, $\eta_{\text{Т}} = 0,88 \dots 0,92$.

$I_{\text{пр}}$ - приведений до зчеплення момент інерції рухомих мас автомобіля, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$\frac{d\omega_{\text{зч}}}{dt}$ - кутове прискорення веденої частини зчеплення, с^{-2} ;

$M_{\text{зч}}$ - момент тертя зчеплення, Н·м

$M_{\text{оп}}$ - момент опору руху автомобіля, Н·м;

Приведення рівнянь відповідно ефективного крутного моменту двигуна $M_{\text{к}}$ (1) і (2) рівнянь, отримуємо рівняння для визначення крутного моменту двигуна при:

- зменшенні кутової швидкості колінчастого вала

$$M_{\text{к}} = -I_{\text{д}} \cdot \frac{d\omega_{\text{д}}}{dt} + M_{\text{оп}} + \frac{1}{\eta_{\text{Т}}} \cdot I_{\text{пр}} \cdot \frac{d\omega_{\text{зч}}}{dt}, \quad (3)$$

- постійній кутовій швидкості колінчастого вала

$$M_{\text{к}} = M_{\text{оп}} + \frac{1}{\eta_{\text{Т}}} \cdot I_{\text{пр}} \cdot \frac{d\omega_{\text{зч}}}{dt}, \quad (4)$$

- зростанні кутової швидкості колінчастого вала

$$M_{\text{к}} = M_{\text{оп}} + \frac{1}{\eta_{\text{Т}}} \cdot I_{\text{пр}} \cdot \frac{d\omega_{\text{зч}}}{dt} + I_{\text{д}} \cdot \frac{d\omega_{\text{д}}}{dt} \quad (5)$$

Рівняння кутового прискорення веденої частини

зчеплення $\frac{d\omega_{\text{зч}}}{dt}$ - величина постійна та визначається

програмою їздового випробувального циклу для кожного етапу випробувань. Момент опору руху автомобіля $M_{\text{оп}}$ на стенді з біговими барабанами, приведений до колінчастого вала, визначається за рівнянням [8]:

$$M_{\text{оп}} = \frac{(m_0 + m_{\text{ван}}) \cdot f \cdot r_{\text{д}} \cdot g}{U_i \cdot U_p \cdot \eta_{\text{Т}}}, \quad (6)$$

де m_0 - власна маса автомобіля, кг;

$m_{\text{ван}}$ - маса вантажу; $m_{\text{ван}} = 100$ кг за умовами випробування легкових автомобілів в міському їздовому циклі;

f - коефіцієнт опору коченню автомобіля на стенді з біговими барабанами, який включає опір кочення і умовний опір повітря [8], кг/кг

$r_{\text{д}}$ - динамічний радіус колеса, м;

g - прискорення вільного падіння, $9,81 \text{ м/с}^2$;

U_i, U_p - передаточні числа i -тої передачі коробки

передач і головної передачі;

$\eta_{\text{Т}}$ - коефіцієнт корисної дії трансмісії, $\eta_{\text{Т}} = 0,88 \dots 0,92$.

При рушанні автомобіля з місця і руху його з пробуксовуванням зчеплення прискорення автомобіля повинно задовольняти вимогам їздового циклу, однак частота обертання колінчастого вала двигуна не повинна знижуватися нижче допустимого значення частоти обертання $n_{\text{доп}}$, так як при цьому ще можлива короткочасна робота двигуна під навантаженням [7].

Зв'язок між частотою обертання $n_{\text{д}}$ його кутовою швидкістю $\omega_{\text{д}}$ і умовною швидкістю руху автомобіля V_a визначається за формулами [8]:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_{\text{д}}}{30}, \quad \text{с}^{-1}; \quad (7)$$

$$V_a = 0,12 \frac{n_{\text{д}} \cdot \pi \cdot r_{\text{д}}}{U_i \cdot U_p}, \quad \text{км/год}. \quad (8)$$

Приведений до зчеплення момент інерції рухомих мас автомобіля з урахуванням передаточних чисел коробки передач і головної передачі визначається за відомою залежністю [8]:

$$I_{\text{пр}} = \frac{(m_0 + m_{\text{ван}}) \cdot r_{\text{д}}^2}{U_i^2 \cdot U_p^2} + \sum_{i=1}^n \frac{I_{\text{к}}}{U_i^2 \cdot U_p^2}, \quad (9)$$

де m_0 - власна маса автомобіля, кг;

$m_{\text{ван}}$ - маса вантажу, кг;

$I_{\text{к}}$ - момент інерції колеса; $I_{\text{к}} \approx 0,7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

n - кількість ведучих коліс. При випробуванні автомобіля на стенді з біговими барабанами $n = 2$.

Рух автомобіля з урахуванням приведених мас автомобіля до колінчастого вала описується рівнянням [10].

$$M_{\text{к}} = M_{\text{оп}} + \left(I_{\text{д}} + \frac{1}{\eta_{\text{Т}}} \cdot I_{\text{пр}} \right) \cdot \frac{d\omega_{\text{д}}}{dt} \quad (10)$$

Рушання автомобіля і його рух з постійним

прискоренням, при цьому дросельна заслінка в цей період весь час переміщується, що забезпечує $M_k = \text{const}$ при постійному для кожної ділянки їздового циклу прискоренні $\frac{d\omega}{dt}$.

Розрахунок диференціальних рівнянь руху автомобіля дозволяє визначати величину крутного моменту і частоти обертання. Щоб мати можливість розрахувати показники паливної економічності та викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами необхідно визначити їх залежності від крутного моменту і частоти обертання. Для цього в лабораторії дослідження використання палив та екології ДП „ДержавтотрансНДІпроект” були проведені стендові випробування автомобіля ВАЗ – 2101 з двигуном ВАЗ – 21011 при роботі на бензині – А92, стисненому природньому газі (СПГ) та суміші СПГ та біогазу, які дали можливість отримати серію характеристик під час роботи ДВЗ у широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів, характерних для умов

експлуатації.

Згідно з методом математичного моделювання експерименту [11], показники паливної економічності двигуна, витрати повітря та екологічні показники описано поліноміальними залежностями (що відповідають визначеним навантажувальним характеристикам).

За результатами двофакторного експерименту розраховано поліноміальні залежності показників двигуна ВАЗ-21011 при роботі на бензині – А92, СПГ та суміші СПГ та біогазу, що визначають режим роботи двигуна: крутний момент двигуна M_k і частота обертання колінчастого вала двигуна n_d , які мають такий загальний вигляд:

$$y = A_0 + A_1 \cdot x_1 + A_2 \cdot x_2 + A_{11} \cdot x_1^2 + A_{22} \cdot x_2^2 + A_{12} \cdot x_1 \cdot x_2, \quad (11)$$

де $A_0, A_1, A_2, A_{11}, A_{22}, A_{12}$ – поліноміальні коефіцієнти;
 x_1, x_2 – незалежні параметри.

Таблиця 1. Значення коефіцієнтів поліноміальних залежностей витрат палива та повітря для навантажувальних режимів роботи двигуна.

Table 1. The values of the coefficients of the polynomial dependency of fuel and air to the load operation of the engine.

Параметр	Коефіцієнти поліноміальних залежностей					
	A_0	A_1	A_2	A_{11}	A_{22}	A_{12}
Робота двигуна на бензині А – 92						
G_{Π}	3,818	$-1,287 \cdot 10^{-3}$	-0,094	$2,755 \cdot 10^{-7}$	$7,051 \cdot 10^{-4}$	$3,608 \cdot 10^{-5}$
$G_{\text{пов}}$	24,759	$3,067 \cdot 10^{-3}$	-0,413	$9,507 \cdot 10^{-7}$	$2,351 \cdot 10^{-3}$	$3,792 \cdot 10^{-4}$
Робота двигуна на СПГ						
G_{Π}	-1,177	$2,020 \cdot 10^{-3}$	-0,038	$1,884 \cdot 10^{-7}$	$-1,817 \cdot 10^{-4}$	$3,303 \cdot 10^{-4}$
$G_{\text{пов}}$	13,208	0,027	0,283	$-2,287 \cdot 10^{-6}$	$-3,876 \cdot 10^{-3}$	$3,303 \cdot 10^{-4}$
Робота двигуна на суміші СПГ та біогазу						
G_{Π}	-1,163	$1,251 \cdot 10^{-3}$	0,014	$-5,075 \cdot 10^{-8}$	$-12,474 \cdot 10^{-5}$	$1,647 \cdot 10^{-5}$
$G_{\text{пов}}$	-26,908	0,032	0,263	$-1,766 \cdot 10^{-6}$	$-7,716 \cdot 10^{-4}$	$3,790 \cdot 10^{-4}$

Таблиця 2. Значення коефіцієнтів поліноміальних залежностей екологічних показників двигуна для навантажувальних режимів роботи.

Table 2. The values of the coefficients of the polynomial dependency of emissions for load modes of operation.

Параметр	Коефіцієнти поліноміальних залежностей					
	A_0	A_1	A_2	A_{11}	A_{22}	A_{12}
Робота двигуна на бензині А – 92						
CO	$6,068 \cdot 10^4$	-31,496	$-1,435 \cdot 10^3$	$4,372 \cdot 10^{-3}$	12,998	0,225
CH	$-1,698 \cdot 10^4$	5,891	-226,146	$5,647 \cdot 10^{-4}$	-1,184	-0,033
NO _x	-4031,139	0,920	-138,449	$4,073 \cdot 10^{-4}$	1,199	$7,689 \cdot 10^{-3}$
CO ₂	-0,633	$5,164 \cdot 10^{-3}$	0,216	$-5,098 \cdot 10^{-7}$	$-1,275 \cdot 10^{-3}$	$-3,855 \cdot 10^{-5}$
Робота двигуна на СПГ						
CO	$1,409 \cdot 10^4$	-7,869	-69,088	$1,199 \cdot 10^{-3}$	1,294	$-8,344 \cdot 10^{-3}$
CH	1466,112	-0,560	-19,721	$6,759 \cdot 10^{-5}$	0,132	$2,284 \cdot 10^{-3}$
NO _x	-2389,690	1,643	29,033	$-2,619 \cdot 10^{-4}$	-0,294	$3,522 \cdot 10^{-3}$
CO ₂	2,032	$7,333 \cdot 10^{-4}$	0,055	$4,705 \cdot 10^{-8}$	$-2,130 \cdot 10^{-5}$	$-9,402 \cdot 10^{-6}$
Робота двигуна на суміші СПГ та біогазу						
CO	$9,670 \cdot 10^2$	-0,193	-19,164	$2,667 \cdot 10^{-5}$	-0,232	$1,373 \cdot 10^{-3}$
CH	1646,377	-0,571	-30,689	$5,075 \cdot 10^{-5}$	-0,379	$5,054 \cdot 10^{-3}$
NO _x	-805,741	0,532	27,483	$-8,310 \cdot 10^{-5}$	-0,355	$2,602 \cdot 10^{-3}$
CO ₂	6,449	$-4,610 \cdot 10^{-4}$	$7,721 \cdot 10^{-4}$	$-9,429 \cdot 10^{-8}$	$-12,563 \cdot 10^{-5}$	$-1,630 \cdot 10^{-6}$

Не менш важливим при розрахунках на математичних моделях є перевірка достовірності даних, які отримано під час руху автомобіля за режимами європейського їздового циклу, з експериментальними дослідженнями.

Перевірка адекватності математичної моделі руху автомобіля ВАЗ – 2101 виконувалася при роботі на бензині – А92, СПГ та суміші СПГ та біогазу під час експериментальних досліджень на моделюючому роликовому стенді AVL при його налаштуванні на імітацію опору дороги в різних режимах їздового

циклу.

Із табл. 3 видно, що розрахункові показники витрати палива незначно відрізняються від тих, що отримано під час експериментальних досліджень і, відповідно, підтверджує достовірність досліджень на математичній моделі. Незначні відхилення розрахункових показників токсичності автомобіля від експериментальних (табл. 4), зокрема сумарних шкідливих викидів, також підтверджують достовірність досліджень на математичній моделі.

Таблиця 3. Витрата палива при випробуванні автомобіля ВАЗ-2101 на моделюючому роликовому стенді та розрахунку на математичній моделі.

Table 3. Fuel consumption during the test VAZ-2101 on modeling roller stand and is based on a mathematical model.

Паливо	Випробування на моделюючому роликовому стенді		Розрахунок на математичній моделі	
	г/цикл	МДж/цикл	г/цикл	МДж/цикл
Бензин А – 92	750,81	33,04	744,35	32,75
СПГ	697,24	34,86	693,74	34,69
Суміші СПГ та біогазу	677,35	37,25	677,74	37,28

Таблиця 4. Викиди шкідливих речовин при випробуванні автомобіля ВАЗ-2101 на моделюючому роликовому стенді та розрахунку на математичній моделі.

Table 4. Emissions from testing of the car VAZ-2101 on modeling roller stand and is based on a mathematical model.

Паливо	Випробування на моделюючому роликовому стенді				Розрахунок на математичній моделі			
	C_{CO} , г/км	C_{CmHn} , г/км	C_{NOx} , г/км	C_{SCO} , ум. г/км	C_{CO} , г/км	C_{CmHn} , г/км	C_{NOx} , г/км	C_{SCO} , ум. г/км
Бензин А – 92	2,774	1,505	1,786	80,914	2,795	1,511	1,798	81,484
СПГ	0,738	0,735	1,758	75,315	0,952	0,785	1,74	74,95
Суміші СПГ та біогазу	0,504	0,333	0,427	19,103	0,504	0,339	0,435	19,474

Висновки

Запропонована математична модель двигуна і автомобіля при русі за Європейським їздовим циклом, дозволяє провести розрахункові дослідження автомобіля з бензиновим двигуном переобладнаним для роботи на бензині та стисненому природньому газі та на основі проведених розрахунків, з незначною похибкою, виконати аналіз і спрогнозувати вплив на паливну економічність та екологічні показники автомобіля виду палива. Це підтверджено експериментальними дослідженнями.

Список літератури

1. Гутаревич Ю. Ф. Снижение вредных выбросов и расхода топлива двигателями автомобилей путем оптимизации эксплуатационных факторов: дис. ... докт. техн. наук: 05.22.10, 05.04.02. Киев, 1985. 538 с.

2. Аксенов П. В. О системном подходе в прикладной науке по автомобилю. Автомобильная промышленность, 1979, №3.

3. Гутаревич Ю. Ф. Математическая модель системы водитель – автомобиль с бензиновым двигателем – дорога для исследования влияния эксплуатационных факторов на расход топлива и загрязнения окружающей среды автомобилями. КАДИ. Киев, 1986. 22 с. Рус. Деп. в УкрНИИТИ (ГМТБ Украины).

4. Грицук І. В., Кривошусов А. В., Гриценко Д. О. До питання вибору і обґрунтування типу випробувального їздового циклу для дослідження показників токсичності відпрацьованих газів двигунів. ДТЗ: зб. наук. пр. ДонІЗТ. 2009. №17. С. 106-109.

5. ДСТУ UN/ECE R 83-05:2015. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження колісних транспортних засобів стосовно викидів забруднювальних речовин залежно від палива, необхідного для двигунів.

6. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є., Тимченко І. І. Автомобільні двигуни: підручник. Київ. Арістей, 2004. 476 с.

7. Говорун А. Г., Корпач А. О., Попов Д. В., Захарченко О. М. Визначення витрати палива на процес буксування при рушанні автомобіля. *Вісник Хмельницького національного університету*: зб. наук. праць. 2006. Вип. 2, Т. 2.

8. Чудаков Е. А. Расчет автомобилей. Москва. Машгиз, 1947. 586 с.

9. Яковлев Н. А., Диваков Н. В. Теория автомобиля. Москва. Высшая школа, 1962. 299 с.

10. Бортницкий П. И., Задорожный В. И. Тягово-скоростные качества автомобилей. Киев. Вища школа. 1978. 176 с.

11. Рафалес-Ламарка З. З., Николаев В. Г. Некоторые методы планирования и математического анализа биологических экспериментов. Киев. Наукова думка, 1971.

References

1. Gutarevich Y. F. (1985). Reduction of harmful emissions and fuel consumption in car engines by optimizing operational factors: dis. ... doctor. tech. Sciences: 05.22.10, 05.04.02. Kiev, 538.

2. Aksenov V. P. (1979). System approach in applied science in the car. The automotive industry, №3.

3. Gutarevich Y. F. (1986). Mathematical model of the system driver – vehicle – road to study the influence of operational factors on fuel consumption and environmental pollution by cars. KADY. Kyiv. 22. Rus. DEP. in UkrNIINTIZ (GNTB Ukraine).

4. Gritsuk I. V., Krivopuskov, V. A., Gritsenko, D. A. (2009). Selection and substantiation of the type a test driving cycle to study toxicity of exhaust gases of engines. DTS: collection of Sciences. St. Donizht. No 17. 106-109.

5. DSTU UN/ECE R 83-05:2015. Uniform technical prescriptions concerning the approval of vehicles with regard to the emission of pollutants depending on the fuel required for the engines.

6. Abramchuk F. I., Y. F. Gutarevich, Dolganov K. Is., Timchenko I. I. (2004). Automotive engines: textbook. Kiev. Aristey, 476.

7. Govorun A. G., Korpach A. A., Popov D. V., Zakharchenko A. M. (2006). Determination of the fuel consumption in the process of slipping when starting the car. Herald of Khmelnytskyi national University: ZB. Sciences. works. Vol. 2, iss. 2.

8. Chudakov E. A. (1947). Calculation of car. Moscow. Mashgiz, 586.

9. Yakovlev N. A., Diakov N. V. (1962). Theory of the car. Moscow. High school, 299.

10. Bartnicki P. S., Zadorozhnyi V. S. (1978). Traction-speed performance of the car. Kyiv. High school. 176.

11. Ráfales-From Lamarck. S., Nikolaev V. G. (1971). Some methods for the planning and mathematical analysis of biological experimental. Kiev. Naukova Dumka, 71.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УСЛОВНОГО ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ В РЕЖИМАХ ЕВРОПЕЙСКОГО ЕЗДОВОГО ЦИКЛА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ БИОГАЗА КАК МОТОРНОГО ТОПЛИВА

Р. В. Симоненко, С. И. Шиманский

Аннотация. В статье предложена математическая модель двигателя и автомобиля при движении по Европейским ездовым циклом, позволяет провести расчетные исследования автомобиля с бензиновым двигателем, переоборудованным для работы на бензине и сжатом природном газе и на основе проведенных расчетов, с незначительной погрешностью, выполнить анализ и спрогнозировать влияние на топливную экономичность и экологические показатели автомобиля вида топлива. Это подтверждено экспериментальными исследованиями.

Ключевые слова: автомобиль, модель, биогаз, топливо.

MATHEMATICAL MODEL OF CONDITIONAL DRIVING MODES OF EUROPEAN DRIVING CYCLE WHEN USING BIOGAS AS MOTOR FUEL

R. V. Simonenko, S. I. Shzymanski

Abstract. In the article the mathematical model of the engine and the car when driving in the European driving cycle, allows to carry out the design of the car with a gasoline engine converted to operate on gasoline and compressed natural gas on the basis of the calculations with a minor error, perform analysis, and to predict the impact on fuel efficiency and environmental performance of vehicle fuels. This is confirmed by experimental studies.

Key words: car, model, biogas, fuel.

Р. В. Симоненко ORCID 0000-0002-9654-9051.

С. И. Шиманський ORCID 0000-0002-9654-9052.