

## ПЕРСПЕКТИВНІ ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

УДК 629.113.001

DOI: 10.30977/АТ.2219-8342.2020.46.0.5

## ОЦІНКА ПАЛИВООЩАДНОСТІ АВТОМОБІЛЯ ВНАСЛІДОК ЗМІНИ РОЗМІРІВ ЦИЛІНДРІВ ДВИГУНА ЗА НАЯВНОСТІ РОЗРИВУ СИЛОВОГО ПОТОКУ У ТРАНСМІСІЇ

Гудз Г. С.<sup>1</sup>, Глобчак М. В.<sup>1</sup>, Коцюмбас О. Й.<sup>1</sup>, Пельо Р. А.<sup>1</sup><sup>1</sup>Національний університет «Львівська політехніка»

**Анотація.** Наведено результати порівняльних досліджень паливоощадності автотранспортного засобу категорії  $N_2$ , оснащеного двигуном з номінальними та ремонтними розмірами циліндрів. Для цього використано комп'ютерне моделювання руху автомобіля з розривом силового потоку у трансмісії на їздових циклах, регламентованих стандартом.

**Ключові слова:** паливоощадність, автотранспортний засіб, автомобільний двигун, східчаста коробка передач, комп'ютерне моделювання.

**Вступ**

До найбільш поширених методів підвищення працездатності відповідальних деталей автомобільних двигунів належить застосування способу ремонтних розмірів. Він передбачає збільшення діаметра гільз циліндрів розточуванням, що зумовлює у кінцевому результаті збільшення робочого об'єму двигуна, а це, у свою чергу, спричинить зміну не тільки тягово-швидкісних властивостей автомобіля (ТШВ) [1], але й показників його паливоощадності, що вимагає додаткового дослідження.

**Аналіз публікацій**

Про оцінку експлуатаційних та конструктивних впливів на паливоощадність автотранспортних засобів йдеться у багатьох роботах [2–5], але в них закладено далекі від сучасних умови руху, зокрема максимальні швидкості, динаміку розгонів та сповільнень, яка через ущільнення транспортних потоків не передбачає розгону АТЗ із повною паливоподачею, як це регламентується стандартом. Крім того, аналітичні методи часто не враховують перехідних процесів у трансмісії внаслідок розриву силового потоку у східчастих коробках передач. Для проведення порівняльного оцінювання лінійної витрати палива  $Q_s$  автомобілями, оснащеними двома варіантами двигунів (з номінальними та ремонтними розмірами циліндрів), доцільно використати комп'ютерне моделювання руху [6], яке дозволяє достатньо точно врахувати положення, описані вище.

**Мета та постановка завдання**

Метою є порівняльна оцінка паливоощадності автотранспортного засобу категорії  $N_2$  з двома варіантами двигунів, які мають номінальні та ремонтні розміри циліндрів.

Для досягнення поставленої мети проведено комп'ютерне моделювання руху автомобіля з досліджуваними варіантами ДВЗ, що враховує розрив силового потоку під час перемикання східчастої коробки передач.

**Виклад основного матеріалу**

Паливоощадність автомобіля оцінюють лінійною експлуатаційною витратою палива  $Q_s$ , л/100 км. Зазначений показник визначають дорожніми випробуваннями за типовими їздовими циклами, які регламентуються стандартом. На цей час чинним стандартом України є ГОСТ 20306-90 «Автотранспортные средства. Топливная экономичность» [7]. Оцінка паливоощадності вантажних автомобілів повною масою понад 3,5 т здійснюється за їздовим циклом, представленим на рис. 1.

Характерною особливістю вказаного їздового циклу є відсутність регламентованих значень пришвидшень. Натомість передбачено проведення розгону автомобіля за повної паливоподачі, тобто на режимі зовнішньої швидкісної характеристики двигуна. Попередній аналіз цього їздового циклу, з урахуванням покращення ТШВ, дає підставу стверджувати, що автомобіль може швидше вийти на режим руху зі сталою швидкістю, який, як відомо, є найбільш економічним. Внаслідок цього відносна частка ділянок за про-

тяжністю, на яких автомобіль рухається зі сталою швидкістю, стане більшою, що, у свою чергу, зумовлює покращення паливної ощадливості. У кінцевому результаті це мо-

же забезпечити збереження показника  $Q_s$  на тому ж рівні, що й в автомобіля з базовим двигуном, або навіть його зменшення.

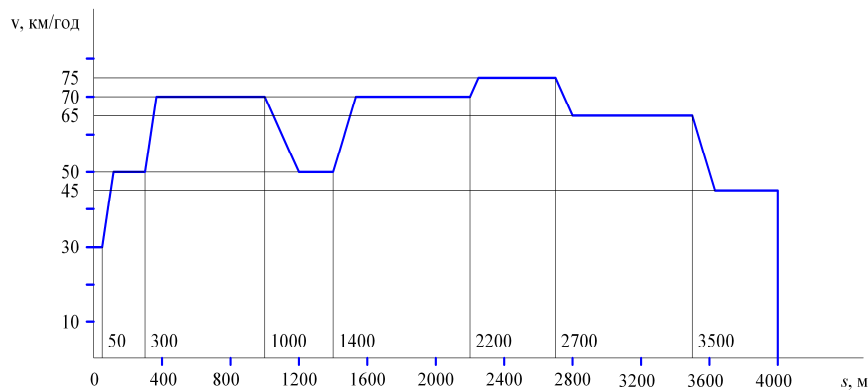


Рис. 1. Схема магістрального циклу на дорозі для вантажних автомобілів повною масою понад 3,5 т і міжміських автобусів за ГОСТ 20306-90

Для проведення порівняльної оцінки лінійної витрати палива  $Q_s$  для двох варіантів двигунів доцільно використати, як зазначалось вище, комп'ютерне моделювання руху. У цьому випадку розрахунок витрати палива  $Q_s$  базується на її функціональній залежності від питомої витрати палива двигуном  $g_e$  та визначенні ефективної потужності двигуна  $N_e$ , необхідної для подолання зовнішніх сил опору під час руху (за заданим їздовим циклом). При цьому для визначення  $N_e$  використовується відоме рівняння балансу потужності автомобіля, кВт [5]:

$$N_e = \frac{N_{\psi} + N_{\text{вх}} + N_j}{\eta_T}, \quad (1)$$

де  $N_{\psi}$ ,  $N_{\text{вх}}$ ,  $N_j$  – потужність, необхідна для подолання відповідно сил опору дороги, повітря та здійснення розгону, кВт;

$\eta_T$  – ККД трансмісії.

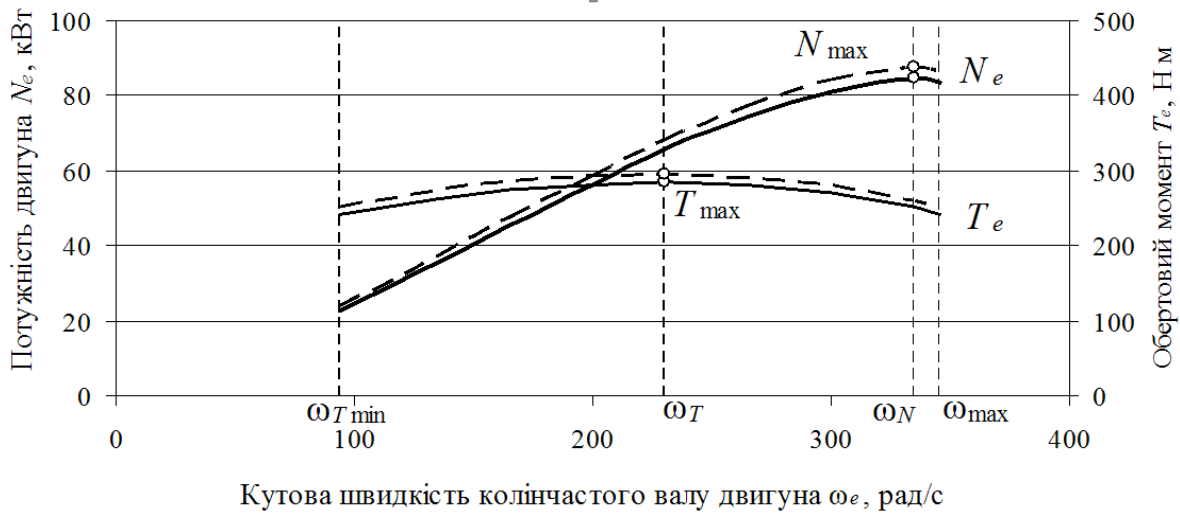
Наведена залежність використана в комп'ютерній програмі моделювання руху транспортних засобів у типових їздових циклах [8]. Вельми висока точність та достовірність результатів, отриманих з допомогою вказаної програми у згаданій роботі, була підтверджена дорожніми випробуваннями. Тому авторами використано цю програму із внесенням певних корективів в алгоритм розрахунку для порівняння показників ощадливості автомобіля з номінальними та збільшеними діаметрами циліндрів.

Зокрема математична модель, яка покладена в основу вказаної програми, передбачає визначення відповідного режиму роботи двигуна через двовимірне інтерполювання його часткових характеристик. У досліджуваному випадку достатньо одновимірної інтерполяції за зовнішньою швидкісною характеристикою. Такий підхід зумовлює необхідність зміни алгоритму розрахунку витрати палива під час руху автомобіля зі сталою швидкістю, для чого використано формулу, л / 100 км [2]:

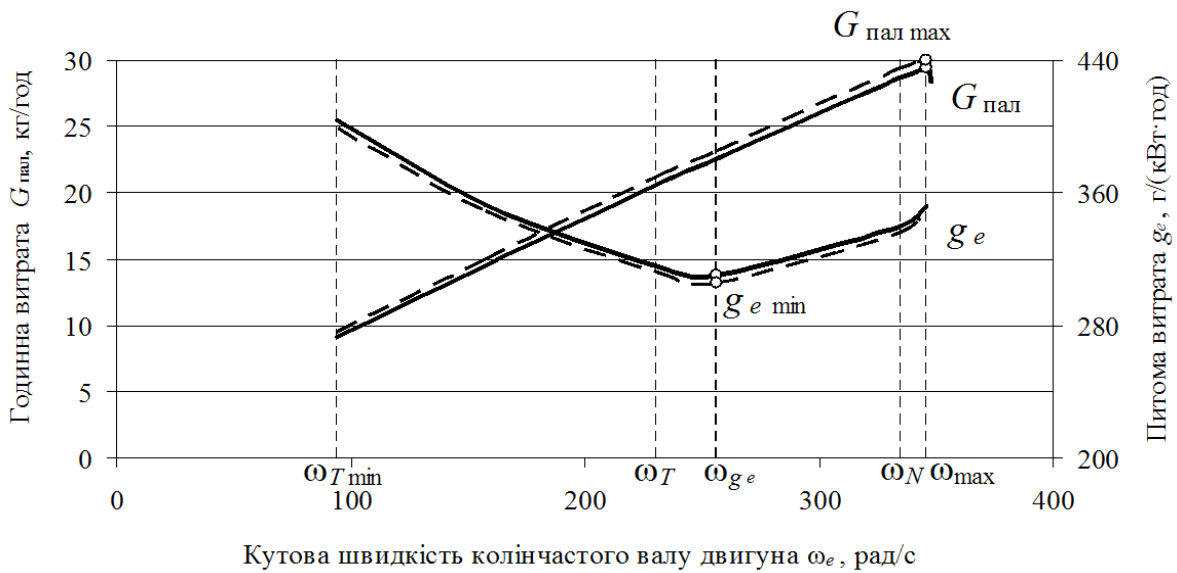
$$Q_s = \frac{g_e}{36\rho_{\text{п}}\eta_T}(N_{\psi} + N_{\text{вх}}), \quad (2)$$

де  $g_e$  – питома витрата палива, що задається як  $f(N_e, n_e)$ , г/(кВт·год), яка показана на рис. 2, на основі розрахунків (табл. 1);  $\rho_{\text{п}}$  – густина палива, кг/м<sup>3</sup>;  $v$  – швидкість автомобіля, км/год.

В алгоритмі, який відображає процес розгону автомобіля, закладено розрахунок максимального пришвидження на заданій передачі, а також передбачено перемикання передач із нижчої на вищу. Моментом перемикання передач є досягнення максимальної швидкості обертання колінчастого вала двигуна. Однак, для забезпечення статистичної достовірності отриманих результатів моделювання, слід врахувати розмикання силового потоку при перемиканні передач за допомогою зчеплення. У цей час потужність до ведучих коліс не передається, а швидкість автомобіля, внаслідок дії сил опору рухові, зменшується.



а



б

Рис. 2. Зовнішні швидкісні характеристики двигуна з — номінальним та ---- ремонтним розміром циліндрів: а – ефективні момент і потужність; б – витрати палива

Підпрограма перемикання передач складається з трьох послідовних етапів. На першому етапі відбувається відпускання педалі акселератора, падіння моменту  $T_e$  та швидкості обертання колінчастого вала двигуна  $\omega_e$ . На другому етапі здійснюється розмикання зчеплення – розрив силового потоку. Тривалість перших двох етапів визначена на базі статистичних досліджень [9]. На третьому етапі відбувається ввімкнення передачі, замикання зчеплення, яке супроводжується його буксуванням з моментом  $T_T$  та наростання моменту  $T_e$ . Третій етап закінчується, як і у процесі рушання з місця, при вирівню-

ванні кутових швидкостей колінчастого вала двигуна та веденого диска зчеплення. Підпрограма перемикання передач завершується, коли пришвидшення автомобіля досягне заданого у циклі.

Для математичного опису розглянутих вище алгоритмів перемикання передач при рушанні автомобіля з місця та під час розгону використовується двомасова еквівалентна модель (рис. 2) із системою диференціальних рівнянь (3) [10]. Друге рівняння отримано приведенням силових, масових та кінематичних величин до еквівалентних у поступальному русі автомобіля.

Таблиця 1 – Індикаторні та ефективні показники робочих циклів і двигунів

Параметр	Позначення	Один. виміру	Режим				
			600	900	2200	3200	3300
			хв <sup>-1</sup>				
Середній індикаторний тиск (А.32)	$P_{iH}$	МПа	0,6618	0,7843	0,9565	0,8973	0,8693
	$P_{iB}$		0,6690	0,7926	0,9627	0,8975	0,8687
Середня швидкість поршня (А.33)	$v_{п\text{сер}}$	м/с		2,4	5,867	8,533	8,8
Середній тиск механічних втрат (А.34)	$P_M$	МПа		0,0707	0,1164	0,1516	0,1552
Середній ефективний тиск (А.35)	$P_{eH}$	МПа		0,7136	0,8400	0,7457	0,7142
	$P_{eB}$			0,7219	0,8462	0,7458	0,7135
Індикаторний коефіцієнт корисної дії (А.36)	$\eta_{iH}$			0,2232	0,2971	0,2903	0,2832
	$\eta_{iB}$			0,2256	0,3004	0,2935	0,2863
Механічний коефіцієнт корисної дії (А.37)	$\eta_{MH}$			0,9099	0,8783	0,831	0,8215
	$\eta_{MB}$			0,9108	0,8790	0,831	0,8214
Ефективний коефіцієнт корисної дії (А.38)	$\eta_{eH}$			0,2031	0,2610	0,2413	0,2326
	$\eta_{eB}$			0,2055	0,2640	0,2439	0,2351
Індикаторна питома витрата палива (А.39)	$g_{iH}$	Г		367,1	275,8	282,3	289,4
	$g_{iB}$	кВт·год		363,2	272,8	279,2	286,3
Ефективна питома витрата палива (А.40)	$g_{eH}$	Г		403,5	314	339,7	352,3
	$g_{eB}$	кВт·год		398,8	310,4	336	348,5
Потужність двигуна (А.41)	$N_{eH}$	кВт		22,77	65,52	84,6	83,56
	$N_{eB}$			23,79	68,18	87,4	86,23
Обертний момент двигуна (А.42)	$T_{eH}$	Н·м		241,6	284,4	252,5	241,8
	$T_{eB}$			252,4	295,9	260,8	249,5
Годинна витрата палива (А.43)	$G_{палH}$	кг/год	6,505	9,188	20,576	28,738	29,434
	$G_{палB}$		6,721	9,488	21,160	29,367	30,052

З урахуванням внесених змін алгоритм моделі проходження їздового циклу включає в себе підпрограму розрахунку робочої точки двигуна (одновимірна інтерполяція), підпрограму перемикавання передач, а також підпрограми усталеного руху та сповільнення.

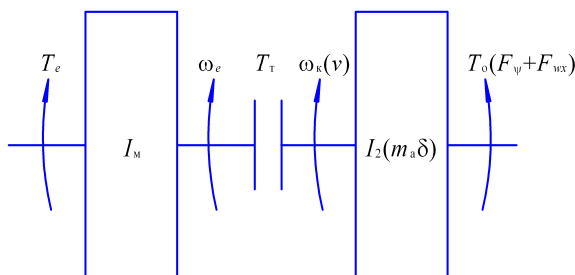


Рис. 3. Розрахункова двомасова схема трансмісії автомобіля

$$\begin{cases} T_e - T_T = I_m \frac{d\omega_e}{dt} \\ T_T \frac{u_i u_0}{R} \eta_T - (F_v + F_{vx}) = m_a \delta \frac{dv}{dt} \end{cases} \quad (3)$$

Завершальним етапом математичного моделювання є узагальнення отриманих даних після подолання кожної ділянки циклу та зведення їх до показника  $Q_s$  за яким, власне, й можна оцінити та порівняти паливну економність автомобіля з номінальними чи відновленими циліндрами двигуна.

Алгоритми моделювання руху автомобіля в типових їздових циклах втілені у вигляді прикладного програмного забезпечення. Програма реалізована на базі об'єктно-орієнтованої мови програмування Delphi.

Зокрема використано вихідний програмний код [8], в який внесено вище перелічені корективи.

На рис. 4 зображено інтерфейс головного вікна програми, в якому здійснюється задання початкових даних для розрахунку. Резуль-

тати розв'язку відображаються у новому вікні у вигляді графіка проходження їздового циклу та у вигляді текстового подання проміжних і кінцевого результатів моделювання – параметра  $Q_s$ .

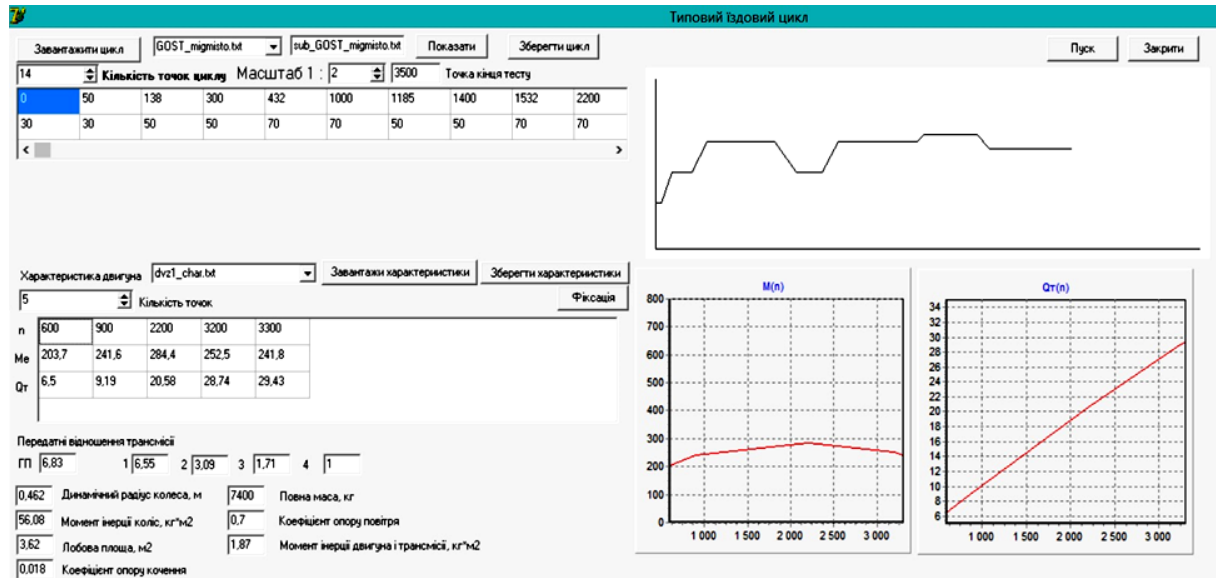


Рис. 4. Інтерфейс програми моделювання руху транспортних засобів у типових їздових циклах

При порівнянні графіків проходження їздового циклу, отриманих моделюванням, спостерігалось, що внаслідок покращення тягових властивостей автомобіль зі збільшеними діаметрами циліндрів двигуна стрімкіше розганяється до заданої швидкості руху.

### Висновки

Результати моделювання показали, що експлуатаційна витрата палива автомобіля ГАЗ-3307 з номінальними розмірами циліндра двигуна ЗМЗ 511.10 складає 26,75 л / 100 км, а зі збільшеними діаметрами циліндрів – 26,43 л / 100 км. Незначне покращення (на 1,2 %) дає підставу зробити висновок, що невелике збільшення діаметра циліндра, наприклад, при відновленні до ремонтного розміру, за зростання ступеня стиску, як наслідок, не повинно погіршити показників паливної економності в умовах подальшої експлуатації. Застосування способу ремонтних розмірів під час відновлення автомобільних двигунів відчутно зменшить потребу в запасних частинах.

### Література

1. Гудз Г. С., Глобчак М. В., Коцюмбас О. Й. Вплв зміни розмірів ДВЗ на розгінні властивості автомобіля. *Матеріали міжнар. симпоз.*

*Укр. Інженерів-механіків у Львові.* Львів, 2019. С. 65-67.

2. Литвинов А. С., Фаробин Я. Е. АВТОМОБИЛЬ. Теория эксплуатационных свойств. *Машиностроение.* Москва, 1989. С. 240.
3. Безбородова Г. Б., Галушко В. Г. Моделирование движения автомобиля. *Вища школа.* Київ, 1978. С. 167.
4. Грубель М. Г. Багатофакторна оцінка та нормування паливної економності вантажних автомобілів: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: 05.22.02. Львів, 2008. С. 122.
5. Гришкевич А. И. Автомобили: Теория. *Высшая школа.* Минск 1986. 208 с.
6. Токар А. П., Теслюк Б. І., Митник Я. Ф. Оцінка паливної економності автобусів методами комп'ютерного моделювання. *Автотехніка. Автобуси. Вантажівки.* Львів. 2005. № 2. С. 52-58.
7. ГОСТ 20306-96. Автомобили и автопоезда. Оценочные показатели и методы определения топливной экономичности. Москва, 1992, 34 с.
8. Боднар М. Ф. Формування типових їздових циклів та нормування витрати палива приміських та міжміських автобусів: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: 05.22.02. Львів, 2012. С. 131.
9. Анискин Л. Г., Квитко Х. Д., Анискин Л. Г. Исследования момента переключения передач. *Автомобильная промышленность.* Москва. 1971. № 10. С. 23-25.

10. Альгин И. Б., Альгин В. Б. Динамика трансмиссии автомобиля и трактора. *Наука и техника*. Москва. 1986. С. 214.

### References

- Hudz G. S., Hlobchak M.V., Kotsjumbas O. I., Ostashuk M. M. (2019). Vplyv rosmiriv cylindriv DVZ na rozginni vlastyvoli avtomobilia. [Impact of ICE cylinder dimensions changes upon the accelerating properties of the car]. *Mater. mizhnar. symp. ukr.inzh. mech u Lvovi*. Lviv. 65-67 [in Ukrainian].
- Litvinov A. S., Farobin Ja. E. (1989) Avtomobil. Teoriya jekspluatacionnyh svojstv [Car. Theory of operation features]. Mashinostroenie. Moskva. Book. [in Russian].
- Bezborodova G. V., Halushko V. G. (1978) Modelirovanie dvizhenia avtomobila. [Simulation of moment of car]. *Vyshcha shkola*. Kyiv, 167 [in Russian].
- Hrubel M. G. (2008). Bahatofakorna otsinka ta normuvannia palyvnoj ekonomichnosti vantazhnyh avtomobiliv [The multifactor evaluation of fuel economy standards trucks] : dis. na zdobuttia nauk. stup. k.t.n.: 05.22.02. Lviv, 2008. 122 [in Ukrainian].
- Hrishkevich A. I. (1986) Avtomobili: Teoriya [Cars: Theory]. *Vysheishaja shkola*. Minsk, 208. [in Russian].
- Tokar A. P., Tesluk B. I., Mytnyk J. F. (2005) Otsinka palyvnoj ekonomichnosti avtobusiv metodamy computernoho modeluvannja [Evaluation of fuel efficiency of busses by computer simulation]. *Avtotechnika. Avtobusy/ Vantazhivty*. Lviv, № 2. 52-58 [in Ukrainian].
- GOST 20306-96. Avtomobili I avtopojesda. Otsenochnyie pokazateli i metody opredelenia toplivnoj ekonomichnosti [Cars and Road trains. Evaluation indicators and methods of determining of fuel savings.] Moscow, 1992, 34. [in Russian].
- Bodnar M. F. (2012) Formuvannja typovyh izdovyh tsykliv ta normuvannja vytraty palyva prymyskyh ta mizhmyskyh avtobusiv [Typical driving cycles formation and defining of fuel consumption rates for local and intercity buses] : dis. na zdobuttia nauk. stup. k.t.n.: 05.22.02. Lviv, 2012. 131 [in Ukrainian].
- Aniskin L. H., Kvitko Ch. D. (1971) Issledovanja momenta pereklyuchenija peredach [Researches of gear – shifting moment. *Avtomobilnaja promyshlennost*. Moscow, № 10. 23-25 [in Russian].
- Algin I. B. (1986) Dinamika transmisi avtomobila i traktora. [Dynamics of cars and tractors transmission]. *Nauka i tehnika*. Moscow, 1986. 214 [in Russian].

Гудз Густав Стефанович<sup>1</sup>, д.т.н., проф. каф. експлуатації та ремонту автомобільної техніки, тел. 050-5450960, sgoodz@gmail.com

Глобчак Михайло Васильович<sup>1</sup>, к.т.н., доцент каф. експлуатації та ремонту автомобільної техніки, тел. 0972259100, ykhailo.v.hlobchak@lpnu.ua

Коцюмбас Олег Йосифович<sup>1</sup>, к.т.н., доцент каф. експлуатації та ремонту автомобільної техніки, тел. 0972602090, o.kotsjumbas@email.ua

Пельо Роман Андрійович<sup>1</sup>, к.т.н., ст. викладач каф. експлуатації та ремонту автомобільної техніки, тел. 0956329144, peliorom70@gmail.com

<sup>1</sup>Національний університет «Львівська політехніка», вул. Ст. Бандери, 12, 79013, м. Львів.

### Оценка топливной экономичности автомобиля вследствие изменения размеров цилиндров двигателя при наличии разрыва силового потока в трансмиссии

**Аннотация.** Компьютерным моделированием движения автомобиля, с разрывом силового потока в трансмиссии, исследована его топливная экономичность после ремонта двигателя способом ремонтных размеров.

**Ключевые слова:** топливная экономичность, автотранспортное средство, автомобильный двигатель, ступенчатая коробка передач, компьютерное моделирование.

Гудз Густав Стефанович<sup>1</sup>, д.т.н., проф. каф. експлуатації та ремонту автомобільної техніки, тел. 0505450960, sgoodz@gmail.com

Глобчак Михайло Васильович<sup>1</sup>, к.т.н., доц. каф. експлуатації та ремонту автомобільної техніки, тел. 0972259100, mykhailo.v.hlobchak@lpnu.ua

Коцюмбас Олег Йосифович<sup>1</sup>, к.т.н., доцент каф. експлуатації та ремонту автомобільної техніки, тел. 0972602090, o.kotsjumbas@email.ua

Пельо Роман Андреевич<sup>1</sup>, к.т.н., старший преподаватель каф. експлуатації та ремонту автомобільної техніки, тел. 0956329144, peliorom70@gmail.com

<sup>1</sup>Національний університет «Львівська політехніка», ул. Ст. Бандеры, 12, 79013, г. Львов.

### Evaluation of fuel efficiency of the car owing to change of engine cylinders dimensions under condition of breaking force stream in transmission

**Abstract. Problem.** Application of repair dimensions method predetermines enlargement of cylinders liners diameters by means of boring, which causes increase of engine capacity. This will change not only the engine thrust, but also the indicators of its fuel efficiency, which requires further research. **Goal.** Computer simulation of car movement was conducted with different engine options, which took into account breaking of force stream while switching stepped gear box. For this typical riding cycles were used, which are regulated by current Ukrainian standards. **Results.** Computations of maximal acceleration while reverse gear is engaged are laid down into car raising simulation algorithm. The algorithm allows taking into account shifting of gear from lower to higher speed. The moment of gear shift is the point in time, when engine crankshaft rotation frequency reaches its maximum. In this case, there is a need to take into account breaking of force stream

during gear switching with the help of the clutch. In this moment, the power is not transmitted to driving wheels and the speed is decreasing as a result of the act of running resistance force. Simulations results has shown that slight increase of cylinder diameter up to a repair size do not worsen indicators of car fuel efficiency (and even improve them up to 1,2%) because of increase of compression ratio. **Originality.** Algorithms of car movement simulation under conditions of typical riding cycles are implemented as software. Computer program, written in Delphi object-oriented language, provides high level of results accuracy, which was confirmed by road trials. **Practical.** Obtained results showed high efficiency of car engine repair by the means of repair dimensions method applied upon its cylinders. It was demonstrated, that such repair activities do not impair fuel-efficiency indicators of the car and will lead to substantial cost savings on spare parts.

**Keywords:** fuel-efficiency, automotive vehicle, car engine, stepped gear-box, computer simulation.

**Hudz Hustav**<sup>1</sup>, professor, doct.of Science, professor Operation and Repair of Car Department, 0505450960, sgoodz@gmail.com

**Hlobchak Mykhailo**<sup>1</sup>, assoc. prof. Ph.D, assoc. prof. Operation and Repair of Car Department, 0972259100, mykhailo.v.hlobchak@lpnu.ua

**Kotsjumbas Oleg**<sup>1</sup>, assoc. prof. Ph.D, assoc. prof. Operation and Repair of car Department, 0972602090, o.kotsjumbas@email.ua

**Pelio Roman**<sup>1</sup>, Ph.D, Senior Lecturer Operation and Repair of car Department, 0956329144, peliorom70@gmail.com

<sup>1</sup>National University "Lviv Polytechnic", st. S. Bandera, 12, 79013, Lviv.