

*М. А. ПОДРИГАЛО, В. Н. КРАСНОКУТСКИЙ, А. С. ТКАЧЕНКО*

### **ПОВЫШЕНИЕ КОМФОРТАБЕЛЬНОСТИ АВТОМОБИЛЯ ПРИ РАЗГОНЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕМ КОНСТРУКЦИИ И МЕТОДОВ УПРАВЛЕНИЯ МОТОРНО-ТРАНСМИССИОННОЙ УСТАНОВКИ**

Для оценки и обеспечения комфортабельности движения при разгоне и торможении используется производная ускорения по времени. Частое и быстрое изменение ускорения означает частую и быструю деформацию, что может привести к разрушению груза. В статье предлагается свести к минимуму величину ускорения за счет рационального выбора передаточных чисел трансмиссии на промежуточных передачах и закона изменения крутящего момента двигателя. Применение бесступенчатых передач позволяет решить поставленную задачу путем выбора рационального закона изменения передаточного числа трансмиссии. Предложена методика выбора на стадии проектирования автомобиля максимальной эффективной мощности двигателя и передаточного числа трансмиссии на высшей передаче, учитывающая усовершенствованную формулу для расчета аэродинамического сопротивления движению. Определены требуемые законы изменения эффективности крутящего момента и мощности двигателя. Применение бесступенчатой трансмиссии позволяет осуществлять работу двигателя на постоянном скоростном режиме и обеспечивает управление разгоном автомобиля за счет изменения подачи топлива. Определено, что мощность двигателя, затрачиваемая на движение с регулированием ускорения автомобиля, будет меньше, чем при нерегулированном разгоне в случае, если показатель степени при скорости автомобиля, полученный экспериментально, меньше единицы.

**Ключевые слова:** автомобиль; комфортабельность; бесступенчатая передача; моторно-трансмиссионная установка; мощность; разгон; аэродинамическое сопротивление; передаточное число

*М. А. ПОДРИГАЛО, В. М. КРАСНОКУТСКИЙ, О. С. ТКАЧЕНКО*

### **ПІДВИЩЕННЯ КОМФОРТАБЕЛЬНОСТІ АВТОМОБІЛЯ ПРИ РОЗГОНІ УДОСКОНАЛЕННЯМ КОНСТРУКЦІЇ І МЕТОДІВ КЕРУВАННЯ МОТОРНО-ТРАНСМІСІЙНОЇ УСТАНОВКИ**

Для оцінки і забезпечення комфортабельності руху при розгоні і гальмуванні використовується похідна прискорення за часом. Часта і швидка зміна прискорення означає часту і швидку деформацію, що може привести до руйнування вантажу. У статті пропонується звести до мінімуму величину прискорення за рахунок раціонального вибору передавальних чисел трансмісії на проміжних передачах і закону зміни крутного моменту двигуна. Застосування безступінчастих передач дозволяє розв'язати поставлену задачу шляхом вибору раціонального закону зміни передавального числа трансмісії. Запропоновано методику вибору на стадії проектування автомобіля максимальної ефективної потужності двигуна і передавального числа трансмісії на вищій передачі, яка враховує удосконалену формулу для розрахунку аеродинамічного опору руху. Визначено необхідні закони зміни ефективності крутного моменту і потужності двигуна, Застосування безступеневої трансмісії дозволяє здійснювати роботу двигуна на постійному швидкісному режимі і забезпечує управління розгоном автомобіля за рахунок зміни подачі палива. Визначено, що потужність двигуна, яка витрачається на рух з регулюванням прискорення автомобіля, буде менша, ніж при нерегульованому розгоні у випадку, якщо показник ступеня при швидкості автомобіля, отриманий експериментально, менше одиниці.

**Ключові слова:** автомобіль; комфортабельність; безступенева передача; моторно-трансмісійна установка; потужність; розгін; аеродинамічний опір; передавальне число

*М. PODRIGALO, V. KRASNOKUTSKIY, O. TKACHENKO*

### **INCREASING THE COMFORTABILITY OF THE VEHICLE DURING ACCELERATION BY IMPROVING THE DESIGN AND CONTROL METHODS OF THE MOTOR-TRANSMISSION UNIT**

The derivative of acceleration with respect to time is used to evaluate and ensure driving comfort during acceleration and deceleration. Frequent and rapid changes in acceleration means frequent and rapid deformation, which can lead to the destruction of the load. The article proposes to minimize the amount of acceleration due to the rational choice of transmission ratios in intermediate gears and the law of changing the engine torque. The use of continuously variable transmissions allows you to solve the problem by choosing a rational law for changing the gear ratio of the transmission. The method of selection at the stage of car design of the maximum effective engine power and transmission ratio in top gear is proposed, taking into account the improved formula for calculating the aerodynamic resistance to motion. The required laws of change in the efficiency of the torque and engine power have been determined. The use of a continuously variable transmission allows the engine to operate at a constant high-speed mode and provides control over the acceleration of the car by changing the fuel supply. It is determined that the engine power expended on the movement with the adjustment of the acceleration of the car will be less than with unregulated acceleration if the exponent at the speed of the car, obtained experimentally, is less than one.

**Keywords:** car; comfort; continuously variable transmission; motor-transmission unit; power; overlocking; aerodynamic resistance; gear ratio

**Введение.** При перевозке пассажиров, а также хрупких и ценных грузов большое значение имеет характер изменения ускорения автомобилей при разгоне. Для оценки комфортабельности движения при разгоне и торможении используется показатель – производная ускорения по времени, получившая название «рывок». При отсутствии рывка пассажир приспособляется к ускорению, напрягая мышцы и подбирая позу. При изменении ускорения изменяется и поза. Аналогично груз, к которому приложено ускорение, деформируется. Частое и быстрое изменение ускорения означает частую и быструю деформацию, что может привести к разрушению хрупкого

груза.

Для обеспечения комфортабельности пассажиров и сохранности груза в статье предлагается свести к минимуму величину рывка за счет рационального выбора передаточных чисел трансмиссии на промежуточных передачах и закона изменения крутящего момента двигателя. Применение бесступенчатых передач позволяет решить поставленную задачу путем выбора рационального закона изменения передаточного числа трансмиссии. Появление элек-

© М. А. Подригало, В. Н. Краснокутский,  
А. С. Ткаченко 2021

тромобилей и автомобилей с комбинированной электромеханической трансмиссией (гибридных автомобилей) позволяет ускорить решение указанной задачи.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Вопросу определения рациональных значений передаточных чисел трансмиссии посвящены исследования и публикации различных авторов [1–11]. В работах [1, 2] определена вероятность работы автомобилей на разных передачах. Результаты исследований, приведенные в работах [3–5], информируют о рациональном выборе ряда передаточных чисел трансмиссий грузовых автомобилей и автобусов. Необходимость пересмотра ряда передаточных чисел трансмиссии вызвана переоборудованием и модернизацией автомобилей в процессе эксплуатации [3, 7, 8, 10]. Влиянию выбора значений передаточных чисел трансмиссии на топливную экономичность автомобилей посвящены исследования [9, 11]. Рациональный выбор ряда передаточных чисел трансмиссии обеспечивает наилучшую динамику автомобиля, особенно при его разгоне [3–6, 9, 10].

Наилучшие показатели разгона автомобиля реализуются при бесступенчатом изменении передаточного числа трансмиссии. Появление электромобилей и автомобилей с комбинированным электромеханическим приводом (гибридных автомобилей) дает возможность реализации бесступенчатого изменения передаточного числа трансмиссии [12–19].

Известные исследования динамики автомобиля [1–13] построены на традиционной методике определения силы аэродинамического сопротивления движению при постоянном значении коэффициента их лобового аэродинамического сопротивления. Приведенная в работе [20] зависимость силы аэродинамического сопротивления от скорости предполагает падение указанного коэффициента  $C_x$  с ростом скорости  $V_a$  автомобиля.

Предлагаемая в работе [20] зависимость имеет вид

$$P_w = \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2 = \frac{A_w}{2} \rho F V_a^{2-n}, \quad (1)$$

где  $C_x$  – лобовой коэффициент аэродинамического сопротивления

$$C_x = \frac{A_w}{V_a^n}; \quad (2)$$

$A_w$  – коэффициент регрессии, полученный путем обработки экспериментальных данных [20], (м/с)<sup>n</sup>;

$n$  – показатель степени при скорости автомобиля  $V_a$ , полученный экспериментальным путем;

$\rho$  – плотность воздуха при нормальных условиях;

$F$  – площадь лобового сечения (модель автомобиля).

При традиционной методике проектирования автомобиля максимальную эффективную мощность двигателя определяют по формуле

$$N_{e\max} = \frac{P_w V_{a\max} + P_{\psi_V} V_{a\max}}{\eta_{TP} \lambda_N}, \quad (3)$$

где  $P_w$  – сила аэродинамического сопротивления, определяемая по традиционной методике при  $C_x = const$ ;

$V_{a\max}$  – максимальная задаваемая в техзадании на проектирование скорость движения автомобиля;

$P_{\psi_V}$  – суммарная сила дорожного сопротивления при полной массе  $m_{II}$  и максимальной скорости  $V_{a\max}$  автомобиля

$$P_{\psi_V} = m_{II} g \psi_V, \quad (4)$$

где  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup> – ускорение свободного падения;

$\psi_V$  – суммарный коэффициент дорожного сопротивления при максимальной скорости автомобиля

$$\psi_V = f_V \pm i; \quad (5)$$

$f_V$  – коэффициент сопротивления качению при максимальной скорости автомобиля;

$i$  – продольный уклон дороги;

$\lambda_N$  – коэффициент, равный отношению эффективной мощности  $N_{eV}$  при максимальной скорости автомобиля к максимальной эффективности мощности двигателя  $N_{e\max}$

$$\lambda_N = \frac{N_{eV}}{N_{e\max}}; \quad (6)$$

$\eta_{TP}$  – КПД трансмиссии (учитывает не только диссипативные потери, но и потери на разгон вращающихся масс трансмиссии).

Передаточное число трансмиссии на высшей передаче определяется как

$$u_{TPB} = \frac{V_{a\max}}{\omega_{\max} r_d}, \quad (7)$$

где  $\omega_{\max}$  – максимальная угловая скорость движения;

$r_d$  – динамический радиус ведущих колес.

Как уже отмечалось, определение силы сопротивления воздуха осуществляется при постоянном значении коэффициента  $C_x$ , значительно превышающем его действительные значения. Это приводит к тому, что на максимальной скорости автомобиля мощность двигателя недоиспользуется. Требуется корректировка методики определения передаточного числа трансмиссии на высшей передаче. Одновременно требует пересмотра методика выбора передаточных чисел ряда промежуточных передач с учетом повышения комфортабельности движения автомобиля при разгоне. При этом важным является определение потенциальных возможностей моторно-

трансмиссионных установок при исследовании бесступенчатого изменения передаточного числа трансмиссии.

**Цель и постановка задачи исследования.** Целью исследования является повышение комфортабельности пассажиров и сохранности груза при разгоне автомобиля путем уменьшения рывка (ускорения) за счет рационального управления моторно-трансмиссионной установкой.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- уточнить выбор максимальной эффективной мощности двигателя и передаточного числа трансмиссии на высшей передаче с учетом усовершенствованной методики расчёта аэродинамического сопротивления;

- определить закон изменения эффективного крутящего момента двигателя в зависимости от скорости автомобиля и передаточного числа трансмиссии, обеспечивающий значения рывка, равное нулю.

**Определение максимальной мощности двигателя при проектном расчете автомобиля.** При проектировании автомобиля максимальная эффективная мощность двигателя может быть определена при максимальной скорости и полной массе автомобиля по следующей формуле:

$$N_{e \max} = \frac{\frac{A_w}{2} \rho F V_{a \max}^{2-n} + m_{II} g f_V V_{a \max}}{\eta_{TP} \lambda_N}, \quad (8)$$

которая получена после подстановки выражений (1) и (4) в (3) при величине продольного уклона дороги  $i$ , равном нулю. В уравнении (8)  $f_V$  – коэффициент сопротивления качению колес при максимальной скорости автомобиля.

После определения максимальной эффективной мощности определяют максимальную скорость вала двигателя по формуле (7).

Передаточное число трансмиссии на низшей передаче может определяться по величине начального линейного ускорения  $a_0$  при трогании автомобиля с места. Указанное передаточное отношение для автомобилей, работающих в тяжелых дорожных условиях, определяется из условия преодоления дорожного сопротивления с максимальным коэффициентом  $\psi_{\max}$ .

**Определение закона изменения эффективно-го крутящего момента двигателя по условию обеспечения комфортабельности движения.** Уравнение динамики поступательного движения автомобиля имеет вид

$$m_a \frac{dV_a}{dt} = P_k - m_a g \psi - \frac{A_w}{2} \rho F V_a^{2-n}, \quad (9)$$

где  $m_a$  – текущее значение массы автомобиля.

Учитывая, что КПД колесного движителя автомобиля  $\eta_f$  определяется как

$$\eta_f = 1 - m_a g \frac{\psi}{P_k} \cong 1 - m_a g f / P_k, \quad (10)$$

уравнение (9) примет вид

$$m_a \frac{dV_a}{dt} = P_k \eta_f - \frac{A_w}{2} \rho F V_a^{2-n}. \quad (11)$$

Рывок (ускорения) определяем, дифференцируя уравнение (11)

$$\frac{d^2 V_a}{dt^2} = \frac{\eta_f}{m_a} \frac{dP_k}{dt} - \left(1 - \frac{n}{2}\right) \frac{A_w \rho F}{m_a} V_a^{1-n} \frac{dV_a}{dt}. \quad (12)$$

Рывок будет равен нулю при равенстве нулю правой части уравнения (12). Из этого условия определим

$$\frac{dP_k}{dt} = \left(1 - \frac{n}{2}\right) \frac{A_w \rho F}{\eta_f} V_a^{1-n} \frac{dV_a}{dt}. \quad (13)$$

Уравнение (13) является дифференциальным уравнением с разделяющимися переменными. После разделения переменных получим:

$$dP_k = \left(1 - \frac{n}{2}\right) \frac{A_w \rho F}{\eta_f} V_a^{1-n} dV_a. \quad (14)$$

После интегрирования уравнения (14) с учетом граничных условий (при  $V_a = 0$ ;  $P_k = P_{k0}$ )

$$P_k = P_{k0} + \frac{A_w \rho F}{2 \eta_f} V_a^{2-n}. \quad (15)$$

Тяговая сила  $P_{k0}$  в момент трогания автомобиля с места

$$P_{k0} = \frac{a_0 m_a}{\eta_f}. \quad (16)$$

Тяговая сила на колесе

$$P_k = \frac{M_e u_{TP} \eta_{TP}}{r_d}, \quad (17)$$

где  $M_e$  – эффективный крутящий момент двигателя.

После подстановки выражений (16) и (17) в уравнение (15) определяем

$$M_e = \frac{r_d m_a}{u_{TP} \eta_{TP} \eta_f} \left( a_0 + \frac{A_w \rho F}{2 m_a} V_a^{2-n} \right). \quad (18)$$

Уравнение (18) связывает эффективный крутящий момент двигателя с передаточным числом трансмиссии и скоростью автомобиля. При выполнении условия (18) при разгоне автомобиля будет обеспечено равенство нулю рывка  $u$ , следовательно, комфортабельность пассажиров и сохранность груза.

При работе двигателя на постоянном скоростном режиме и при бесступенчатой трансмиссии  $\omega_c = \omega_{ном} = const$ . В этом случае  $u_{TP} = V_{ar}$  и скорость автомобиля может быть определена как

$$V_a = \omega_{\text{ном}} u_{TP} r_{\partial}, \quad (19)$$

где  $\omega_{\text{ном}}$  – номинальное значение (постоянное) скорости вала двигателя.

После подстановки (19) в (18) получаем

$$M_e = \frac{m_a r_{\partial}}{\eta_{TP} \eta_f} \frac{a_0 + \frac{A_w}{2m_a} \rho F (\omega_{\text{ном}} r_{\partial})^{2-n} u_{TP}^{2-n}}{u_{TP}}. \quad (20)$$

Уравнение (20) определяет зависимость эффективного крутящего момента двигателя от передаточного числа трансмиссии при бесступенчатом изменении последнего. Реализация полученного закона управления позволяет осуществлять разгон автомобиля без рывка (при постоянном ускорении).

После умножения левой и правой частей дифференциального уравнения (14) на скорость автомобиля  $V_a$  получим

$$V_a dP_k = \left(1 - \frac{n}{2}\right) \frac{A_w \rho F}{\eta_f} V_a^{2-n} dV_a. \quad (21)$$

Проведя интегрирование (21), определим

$$N_e \eta_{TP} = N_k = P_k V_a = \left(1 - \frac{n}{2}\right) \frac{A_w \rho F}{\eta_f (3-n)} + C_1, \quad (22)$$

где  $N_k$  – мощность двигателя, приведенная к ведущим колесам;

$C_1$  – постоянная интегрирования.

Из уравнения (22) находим эффективную мощность двигателя

$$N'_e = \frac{2-n}{3-n} \frac{A_w \rho F}{\eta_f \eta_{TP}} V_a^{3-n}. \quad (23)$$

При движении с максимальной скоростью требуемая максимальная эффективная мощность двигателя будет равна

$$N'_{e \max} = \frac{2-n}{3-n} \frac{A_w \rho F}{\eta_f \eta_{TP} \lambda_N} V_{a \max}^{3-n}. \quad (24)$$

Выражение (8) с учетом соотношения (10) примет вид для случая движения при отсутствии регулирования крутящего момента двигателя

$$N_e = \frac{A_w \rho F}{2 \eta_f \eta_{TP}} V_a^{3-n}. \quad (25)$$

Требуемая для данного случая максимальная эффективная мощность двигателя также определяется при максимальной скорости автомобиля:

$$N_{e \max} = \frac{A_w \rho F}{2 \eta_f \eta_{TP} \lambda_N} V_{a \max}^{3-n}. \quad (26)$$

Сравнивая выражения (24) и (26), определяем

условие, при котором  $N'_{e \max} > N_{e \max}$ . Сравнивая правые части (24) и (26), находим, что последнее условие будет выполняться при  $n < 1$ . При  $n > 1$  и регулируемом по закону (20) разгоне автомобиля величина  $N'_{e \max} < N_{e \max}$ . При  $n=1$  –  $N'_{e \max} = N_{e \max}$ .

### Выводы.

1. В результате проведенного исследования предложена методика выбора на стадии проектирования автомобиля максимальной эффективной мощности двигателя и передаточного числа трансмиссии на высшей передаче (наименьшего передаточного числа трансмиссии), учитывающая усовершенствованную формулу для расчета аэродинамического сопротивления движению.

2. По условию обеспечения комфортабельности пассажиров и сохранности груза при разгоне автомобиля, заключающегося в получении постоянного ускорения (равенства нулю рывка), определены требуемые законы изменения эффективного крутящего момента и мощности двигателя. Применение бесступенчатой трансмиссии позволяет осуществлять работу двигателя на постоянном скоростном режиме и обеспечивает управление разгоном автомобиля за счет изменения подачи топлива.

3. Определено, что мощность двигателя, затрачиваемая на движение с регулированием ускорения автомобиля будет меньше, чем при нерегулируемом разгоне в случае, если  $n < 1$ . В противном случае при регулируемом разгоне будет затрагиваться мощность, большая, чем при нерегулируемом.

### Список литературы

1. Осепачук В.В., Фрумкин А. К. *Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета*. М: Машиностроение, 1989. 304 с.
2. *Проектирование трансмиссий автомобиля: Справочник*/Под общей редакцией А.И. Гришкевича. Москва, Машиностроение, 1984. 272с.
3. Пилипчук М.М. *Оптимизация ряда передаточных чисел трансмиссии грузового автомобиля средней грузоподъемности при переоборудовании его на дизель*: автореф. дис. на соискание уч. степени к. т. н.: спец. 05.22.02 Автомобили и тракторы. Киев, 1997. 24 с.
4. Токарев А. А, Наркевич Э.И., Заколочин Б.Н, Жбанников С.И. Выбор мощности двигателя и параметров трансмиссии автобуса малого класса. *Автомобильная промышленность*. 1978. №4. С. 23–25.
5. Блохин А.Н. *Разработка методики поиска рациональных передаточных чисел трансмиссии с учетом эксплуатационных свойств и назначения автомобиля*: автореф. дис. на соискание уч. степени к. т. н.: спец. 05.05.03 Колесные и гусеничные машины. Нижний Новгород, 2006. 20с.
6. Корпач О.А. *Полішення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля при зміні потужності двигуна в широких межах*: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня к. т. н.: спец. 05.22.02 Автомобілі та трактори. Київ, 2014. 20с.
7. Горбаха М.М. *Покращення показників техніко-експлуатаційних властивостей автомобілів при їх переобладнанні*: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня к. т. н.: спец. 05.22.02 Автомобілі та трактори. Київ, 2006. 20 с.
8. Бумага О.Д. *Покращення показників техніко-експлуатаційних властивостей міських газобалонних автобусів*: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня к. т. н.: спец. 05.22.02 Автомобілі та трактори. Київ, 2005. 20 с.
9. Мороз В.В. *Вибір доцільного тиску двигуна для вантажного автомобіля з урахуванням умов експлуатації*: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня к. т. н.: спец. 05.22.20 Експлуатація та ремонт засобів транспорту. Київ, 2005. 20с.
10. Криворот А.І. *Полішення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності транспортних засобів, що працюють на газогенераторному паливі*: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня

- к. т. н.: спец. 05.22.02 Автомобілі та трактори. Київ, 2020. 20с.
11. Говорущенко Н.Я. *Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте*. М.: Транспорт, 1990. 136с.
  12. Карпенко В.А. Оценка потенциальных динамических характеристик автомобиля. *Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов*. Харьков: Издательство ХГАДТУ, 1998. Выпуск 1. с. 64–67.
  13. Файст В.Л. *Удосконалення вимог до динамічних властивостей легкових автомобілів*: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня к. т. н.: спеціальності 05.22.20 Експлуатація та ремонт засобів транспорту. Харків, 2012. 20с.
  14. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Жовтоног О.М. Оцінка динамічних властивостей й енергетичної економічності автомобілів з безступінчастою автомобільною трансмісією. *Наукові нотатки*. Луцьк: ЛНТУ, 2017. Випуск 54. с. 152–160.
  15. Подригало М.А., Коряк О.О. Динаміка автомобіля з автоматичною безступінчастою коробкою передач. *Вісник Харківського національного автомобільно – дорожнього університету. Збірник наукових праць*. Випуск 20. Харків: видавництво ХНАДУ, 2020. с. 73–79.
  16. Сергієнко А.М. *Рациональное використання енергії автомобіля з гібридною силовою установкою та електроамортизаторами*: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня к. т. н. спеціальності 05.22.02 Автомобілі та трактори. Харків, 2014. 21с.
  17. Кайдалов Р.О. *Наукові основи створення автомобілів з комбінованою енергетичною установкою*: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня. д-ра т. н. спеціальності 05.22.02 Автомобілі та трактори. Харків, 2018. 40с.
  18. Gaberson H. A. Rotating machinery energy loss due to misalignment. *Energy Conversion Engineering Conference*, 11-16 Aug 1986. IECEC 96 Proceedings of the 31st Intersociety. Volume 3. pages 1809–1812.
  19. Reza N. Jazar. *Vehicle Dynamics: Theory and Applications*. Springer, 2008. 1022 p.
  20. Подригало М.А., Абрамов Д.В., Дубінін Е.О., Тарасов Ю.В., Шейн В. С. Оцінка пристосованості легкових автомобілів за аеродинамічними характеристиками до підвищення потужності двигунів при модернізації. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. *Наук. журнал*. 2021. №24. с.8–16.

## References (transliterated)

1. Osepchugov V.V., Frumkin A. K. *Avtomobil'. Analiz konstrukcij, jelementy rascheta*. Moscow: Mashinostroenie, 1989. 304 p.
2. *Proektirovanie transmissij avtomobilja: Spravochnik/Pod obshhej redakciej A.I. Grishkevicha*. Moscow: Mashinostroenie, 1984. 272 p.
3. Pilipchuk M.M. *Optimizacija rjada peredatochnyh chisel transmissii gruzovogo avtomobilja srednej gruzopod'emnosti pri pereborudovanii ego na dizel'*: avtoref. dis. na soiskanie uch. stepeni k. t. n. special'nost' 05.22.02 Avtomobili i traktory. Kiev, 1997. 24 p.
4. Tokarev A. A., Narkevich Je.I., Zakoljuchin B.N., Zhbannikov S.I. Vybormoshhnosti dvigatelja i parametrov transmissii avtobusa malogo klassa. *Avtomobil'naja promyshlennost'*. 1978, no. 4, pp. 23–25.
5. Blohin A.N. *Razrabotka metodiki poiska racional'nyh peredatochnyh chisel transmissii s uchetom jekspluatacionnyh svojstv i naznachenija avtomobilja*: avtoref. dis. na soiskanie uch. stepeni k. t. n. special'nost' 05.05.03 Kolesnye i gusenichnye mashiny. Nizhnij Novgorod, 2006. 20 p.
6. Korpach O.A. *Polipshennya tyagovo-shvy'dkistny'x vlasty'vostej i paly'vnoi ekonomichnosti avtomobilya pry' zmini potuzhnosti dy'guna v shy'roky'x mezhax*: avtoref. dy's. na zdobuttya nauk. stupenya k. t. n. special'nosti 05.22.02 Avtomobili ta traktory'. Ky'yiv, 2014. 20 p.
7. Gorbaxa M.M. *Pokrashhennya pokazny'kiv tekhniko-ekspluatacijny'x vlasty'vostej avtomobiliv pry' yix pereobladnanni*. avtoref. dy's. na zdobuttya nauk. stupenya k. t. n. special'nosti 05.22.02 Avtomobili ta traktory'. Ky'yiv, 2006. 20 p.
8. Bumaga O.D. *Pokrashhennya pokazny'kiv tekhniko-ekspluatacijny'x vlasty'vostej mis'ky'x gazobalonny'x avtobusiv*: avtoref. dy's. na zdobuttya nauk. stupenya k. t. n. special'nosti 05.22.02 - Avtomobili ta traktory'. Ky'yiv, 2005. 20 p.
9. Moroz V.V. *Vy'bir docil'nogo ty'sku dy'guna dlya vantazhnogo avtomobilya z uraxuvanniam umov ekspluatacyi*: avtoref. dy's. na zdobuttya nauk. stupenya k. t. n. special'nosti 05.22.20 Ekspluatacya ta remont zasobiv transportu. Ky'yiv, 2005. 20 p.
10. Kry'vorot A.I. *Polipshennya tyagovo-shvy'dkistny'x vlasty'vostej i paly'vnoi ekonomichnosti transportny'x zasobiv, shho pracuyut na gazogeneratornomu paly'vi*: avtoref. dy's. na zdobuttya nauk. stupenya k. t. n. special'nosti 05.22.02 Avtomobili ta traktory'. Ky'yiv, 2020. 20p.
11. Govorushhenko N.Ja. *Jekonomija topliva i snizhenie toksichnosti na avtomobil'nom transporte*. Moscow: Transport, 1990. 136 p.
12. Karpenko V.A. Ocenka potencial'nyh dinamicheskikh harakteristik avtomobilja. *Avtomobil'nyj transport. Sbornik nauchnyh trudov*. Khar'kov: Izdatel'stvo HGADTU, 1998, vol. 1, pp. 64–67.
13. Fajset V.L. *Udoskonalennya vy'mog do dy'namicny'x vlasty'vostej legkovy'x avtomobiliv*: avtoref. dy's. na zdobuttya nauk. stupenya k. t. n. special'nosti 05.22.20 – Ekspluatacya ta remont zasobiv transportu. Kharkiv, 2012. 20 p.
14. Podry'galo M.A., Kajdalov R.O., Zhovtonog O.M. Ocinka dy'namicny'x vlasty'vostej j energety'chnoyi ekonomichnosti avtomobiliv z bezstupinchastoyu avtomobil'noyu transmissiyeyu. *Naukovi notatky'*. Lucz'k: LNTU, 2017, vol.54, pp. 152–160.
15. Podry'galo M.A., Koryak O.O. Dy'namika avtomobilya z avtomaty'chnoyu bezstupinchastoyu korobkoyu peredach. *Visny'k Kharkivsk'ogo nacional'nogo avtomobil'no – dorozhn'ogo universy'tetu. Zbirny'k naukovy'x prac'*. Vy'pusk 20. Xarkiv: vy'davny'ctvo XNADU, 2020, pp. 73–79.
16. Sergiyenko A.M. *Racional'ne vy'kory'stannya energiyi avtomobilya z gibry'dnoyu sy'lovoyu ustanovkoyu ta elektroamorty'zatoramy'*: avtoref. dy's. na zdobuttya nauk. stupenya k. t. n. special'nosti 05.22.02 Avtomobili ta traktory'. Kharkiv, 2014. 21 p.
17. Kajdalov R.O. *Naukovi osnovy' stvorennya avtomobiliv z kombinovanoyu energety'chnoyu ustanovkoyu*: avtoref. dy's. na zdobuttya nauk. stupenya d-ra t. n. special'nosti 05.22.02 Avtomobili ta traktory'. Kharkiv, 2018. 40 p.
18. Gaberson H. A. Rotating machinery energy loss due to misalignment. *Energy Conversion Engineering Conference*, 11-16 Aug 1986. IECEC 96 Proceedings of the 31st Intersociety. 1986, vol. 3. pp. 1809–1812.
19. Reza N. Jazar. *Vehicle Dynamics: Theory and Applications*. Springer, 2008. 1022 p.
20. Podry'galo M.A., Abramov D.V., Dubinin E.O., Tarasov Yu.V., Sheyin V.S. Ocinka pry'stosovanosti legkovy'x avtomobiliv za aerody'namicny'my' xaraktery'sty'kami' do pidvy'shhennya potuzhnosti dy'guniv pry' modernizacyi. *Texnichny'j servis agropromy'slovogo, lisovogo ta transportnogo kompleksiv*. *Naukovy'j zhurnal*. 2021, no. 24, pp. 8–16.

Надійшло (received) 04.03.2021

## Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Подригало Михайло Абович (Подригало Михаил Абович, Podrigalo Mikhail)** – доктор технічних наук (PhD in Eng. S.), професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-1624-5219>; e-mail: [pmikhab@gmail.com](mailto:pmikhab@gmail.com)

**Краснокутський Володимир Миколайович (Краснокутский Владимир Николаевич, Krasnokutskiy Volodymir)** – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автомобіле– і тракторобудування», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-3457-0995>; e-mail: [hvukvn62@gmail.com](mailto:hvukvn62@gmail.com)

**Ткаченко Олександр Сергійович (Ткаченко Александр Сергеевич, Tkachenko Olexander)** – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, аспірант кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна; e-mail: [coloneltos@gmail.com](mailto:coloneltos@gmail.com)