

автомобіля: Навчальний посібник для ВНЗ. – К.: Арістей, 2010. – 155 с. 5. Селифонов В. В., Хусаинов А. Ш., Ломакин В. В. Теория автомобиля: учеб. пособ. – М.: МГТУ “МАМИ”, 2007. – 102 с. 6. Литвинов А. С., Фаробин.Я. Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности “Автомобили и автомобильное хозяйство”. – М.: Машиностроение. 1989. – 240 с. 7. Гришкевич А. И. Автомобили: Теория: Учебник для вузов. – Мн.: Вышэйш. шк., 1986. – 208 с.

УДК 629.113

С. В. Нємий

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра експлуатації та ремонту автомобільної техніки

ЕНЕРГЕТИЧНА СТРУКТУРА АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

© Нємий С. В., 2015

Розглянуто проблему енергетичної ефективності автомобільних транспортних засобів у системному зв'язку витрат енергії двигуна для забезпечення руху та живлення допоміжних агрегатів і функціональних систем. Систематизовано і наведено структуру витрат енергії двигунів автомобільних транспортних засобів. Наведено основні чинники, що впливають на їх енергетичну ефективність. Відзначено, що оптимізація режимів роботи і характеристик допоміжних агрегатів дозволить знизити витрати потужності двигунів та сприятиме покращенню паливної ощадливості автомобільних транспортних засобів.

Ключові слова: автомобільні транспортні засоби, енергія двигуна, допоміжні агрегати автомобіля, енергетична ефективність, витрати енергії, привод агрегатів автомобіля.

The problem of the energy efficiency of automobile vehicles in the communication system expenses of engine for provide movement and auxiliary power units and functional systems are considered. Structure of expenditures energy engine of automobile vehicles are systematized and presented. The main factors that affect the energy efficiency of automobile vehicles is presented. Is noted that the optimization of performance and auxiliary units of automobile vehicles will reduce expenditures power of their engines. This will improve thrift of fuel of automobile vehicles.

Key words: automobile vehicles, energy engine, auxiliary units of the car, energy efficiency, energy consumption, drive units car.

Постановка проблеми. Одним із основних напрямків удосконалення конструкцій автомобільних транспортних засобів (АТЗ) є роботи по мінімізації енергоспоживання. Енергоспоживання АТЗ визначається як досконалістю двигунів, так і експлуатаційною ефективністю агрегатів і систем АТЗ та конструктивними особливостями АТЗ. Однак, комплексний вплив на енергоспоживання АТЗ вказаними чинниками досліджений недостатньо.

Аналіз відомих досліджень та публікацій. У роботах [4, 6] розглянуто вирішення проблеми проектування ефективних АТЗ в аспекті мінімізації споживання пального при одночасному збільшенні швидкості руху з врахуванням вибору складових АТЗ із оптимальними енергетичними характеристиками. Роботи [7, 8] присвячені проблемі зниження шуму як двигунів, так і АТЗ в цілому в енергетичному та екологічному (гігієнічному) аспектах. Методика розрахунку витрат енергії на привод генераторів, вентиляторів і pomp системи охолодження АТЗ та буксування зчеплення відображена у роботах [2, 3]. У статті [5] акцентується, що одним із методів підвищення

конкурентоздатності автомобілів є збільшення потужності їх двигунів. При цьому покращання енергетичної ефективності автомобілів досягається насамперед практично за рахунок удосконалення конструкцій двигунів.

Однак, на даний час проблема комплексного аналізу витрат енергії АТЗ із врахуванням всіх складових у наукових публікаціях практично не відображена.

Постановка задачі. Метою роботи є аналіз енергетичної структури АТЗ, на основі чого можна визначити основні напрямки підвищення ефективності використання їх енергетичних установок.

Основний матеріал. В енергетичному аспекті АТЗ містить бортове джерело енергії (двигун внутрішнього згорання), яке використовується для подолання опору руху і живлення допоміжних агрегатів та функціональних систем АТЗ. При цьому витрати енергії (потужності) пропонується розділити на два види: активний і пасивний. Активний вид – для подолання опору руху, привод допоміжних агрегатів. Пасивний вид – втрати в трансмісії, коливання, вібрації і шум. Узагальнену структуру витрат енергії двигуна АТЗ, на прикладі автобуса, як транспортного засобу, що містить практично найбільшу кількість функціональних систем, показано на рис 1.

Робота двигунів автомобілів і автобусів характеризується змінним швидкісним режимом, який, разом із зовнішнім навантаженням зі сторони опору руху, і визначає енергетичні витрати двигуна. В роботі [1] наведено методику статистичного оцінювання реалізації еквівалентної (середнього значення) потужності двигуна в експлуатації. На основі вказаної роботи розроблено теоретичні основи визначення витрат енергії допоміжних агрегатів і систем АТЗ, витрати енергії яких залежать від швидкісного режиму роботи двигуна [6, 7]. Саме проблемі енергетичних витрат допоміжними агрегатами АТЗ у сучасних публікаціях приділено практично найменше уваги.

У роботі [2] доведено, що, наприклад, при експлуатації великого міського автобуса витрати потужності двигуна для привода генератора можуть становити біля 5%.

За результатами досліджень [3], на прикладі великого міського автобуса, витрати енергії на буксування зчеплення, віднесені на одну середньостатистичну годину руху, становлять 1254 Вт, що складає щонайменше 1,04 % від еквівалентної (реалізованої) потужності двигуна (121 кВт).

Коефіцієнти корисної дії (ККД) допоміжних агрегатів і агрегатів трансмісії залежить від конструкторського і технологічного рівня їх виготовлення: величини повітряних зазорів між статором і ротором електричних машин, якості намагнічуваних матеріалів і підшипників, точності виготовлення зуб'їв шестерень, якості їх робочих і приєднувальних поверхонь тощо.

Вібрації і шум двигуна утворюються у всіх фазах робочого циклу [7, 8]: під дією сил тиску газів, перекидаючого моменту, збуреннях у впускних і випускних системах. Однак ці явища, що супроводжують робочий процес поршневого двигуна внутрішнього згорання є немінучими, через що не можуть бути повністю усунуті практично жодними технічними заходами.

Інша річ, що їх рівень можна зменшити шляхом конструктивного вдосконалення двигунів і їх систем (урівноваження двигуна, його віброізоляція на АТЗ, вдосконалення впускних і випускних систем тощо). однак у будь-якому випадку на ці негативні явища буде затрачена енергія двигуна, яка у подальшому буде поглинута і розсіяна системами вібро-і шумоізоляції. Крім цього слід зазначити, що абсолютна величина енергії вібрації і шуму двигунів є незначна. Акустична потужність, випромінювана сучасними поршневими двигунами становить 0,4 – 0,6 Вт для бензинових і 2,0 – 5,0 Вт для дизельних [7]. Тут більш важливими є фізіологічний і комфортний аспекти проблеми.

Що стосується втрат енергії на коливання і шум у агрегатах трансмісії та допоміжних агрегатах і функціональних систем, то ці витрати, в принципі, відображуються їхніми ККД.

Миттєві значення активних витрат потужності двигуна АТЗ для подолання опору руху визначаються відомими [9] рівняннями:

$$N_{cd} = G_a(f_v \cos\alpha + \sin\alpha)V_a = \psi G_a V_a; \quad (1)$$

$$N_w = k_o F_a V_a^3, \quad (2)$$

$$N_j = m_a \delta_{об} j_p V_a = \frac{G_a}{g} \delta_{об} V_a \frac{dV_a}{dt}, \quad (3)$$

де N_{cd} – потужність двигуна на ведучих колесах, що витрачається на подолання опору руху зі сторони дороги; G_a – вага автомобіля; f_v – коефіцієнт опору кочення коліс автомобіля; α – кут підйому опорної поверхні; V_a – швидкість руху автомобіля; $\psi = (f_v \cos \alpha + \sin \alpha)$ – сумарний коефіцієнт опору дороги; N_w – потужність двигуна на ведучих колесах, що витрачається на подолання сили опору повітря; k_o – коефіцієнт обтічності (аеродинамічного опору) автомобіля; F_a – площа лобового опору автомобіля; N_j – потужність двигуна на ведучих колесах, що витрачається на подолання опору руху при розгоні автомобіля; m_a – маса автомобіля; $\delta_{об}$ – коефіцієнт врахування обертових мас автомобіля; j_p – прискорення при розгоні автомобіля.

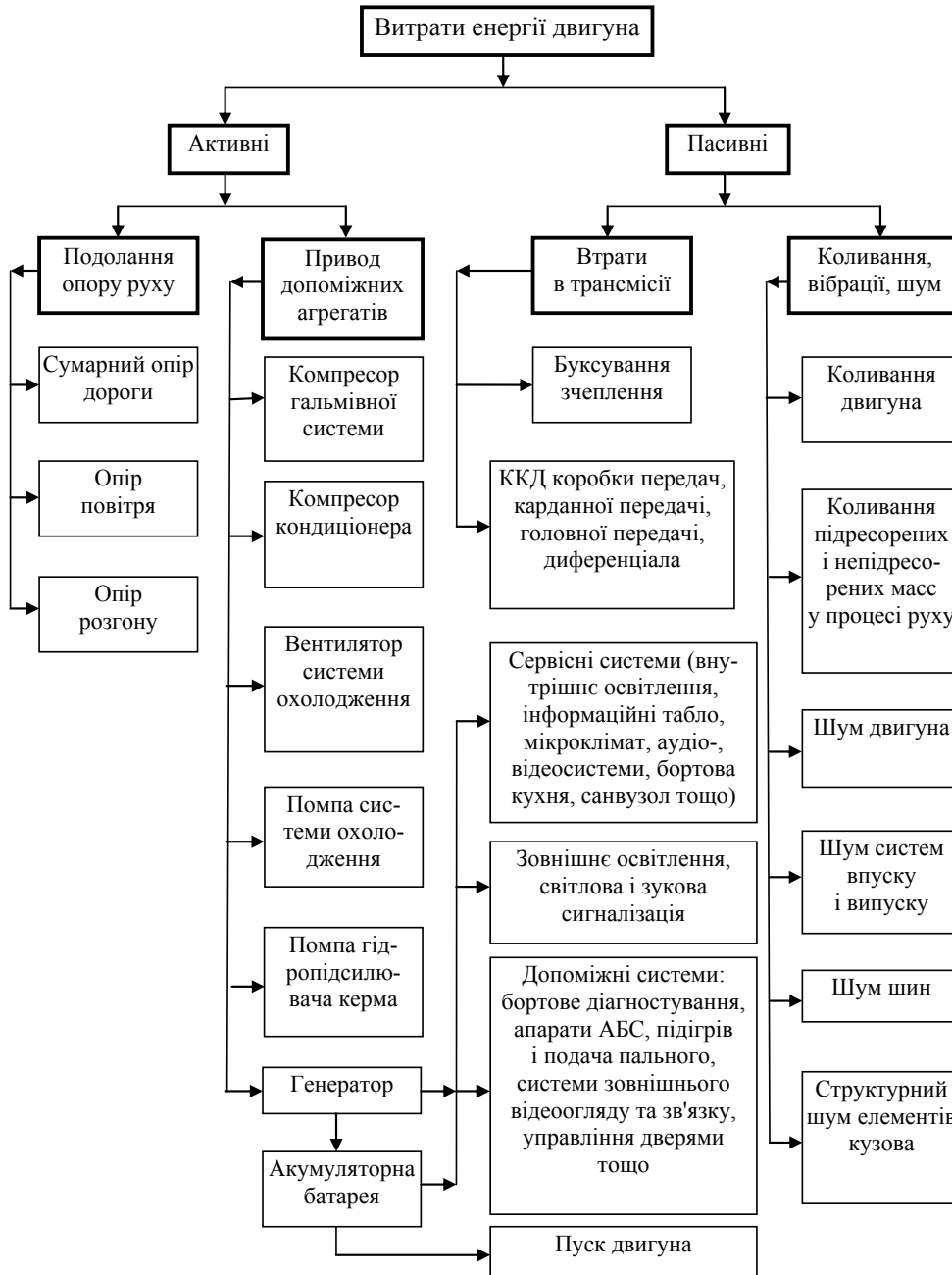


Рис. 1. Структура витрат енергії двигуна АТЗ

Як бачимо у формулах (1, 2, 3), активні витрати енергії двигуна, в основному залежать від ваги АТЗ, коефіцієнта обтічності і якості покриття дороги (вид покриття і його технічний стан). Саме на ці чинники може бути здійснений конструктивний вплив зі сторони розробників АТЗ та проектувальників дорожньої мережі, тобто реалізацією конструкторсько-технологічних заходів по зниженню спорядженої ваги, удосконаленням архітектурних форм АТЗ для зниження опору повітря та застосуванням удосконалених матеріалів дорожнього покриття для зменшення коефіцієнта опору кочення. До цього слід віднести також подальше удосконалення шин

Потужність, що витрачається на привод допоміжних агрегатів автомобіля (генератор, помпа і вентилятор системи охолодження, помпа гідروпідсилювача керма, компресори гальмівної системи і кондиціонера тощо) залежить від характеристик цих агрегатів та умов і режимів їх роботи.

Оскільки практично всі допоміжні агрегати приводяться від двигуна, то їх режим роботи визначається швидкісним режимом, який формується частотою обертів вала двигуна та витратою енергії споживачами, які живляться цими агрегатами. Умови їх роботи визначаються, в основному, кліматичними та добовими умовами експлуатації. Навантаження генератора в літніх умовах експлуатації у значній мірі визначається функціонуванням кондиціонера та системи мікроклімату салону (кабіни). У зимових же умовах на навантаження генератора значно впливає робота системи опалення пасажирського приміщення. Добові умови роботи генератора автомобіля характеризуються значним збільшенням його навантаження за рахунок функціонування системи внутрішнього і зовнішнього освітлення у нічну частину доби.

Навантаження вентилятора системи охолодження є найбільш інтенсивним у літніх умовах експлуатації.

Навантаження помпи гідропідсилювача керма і компресори гальмівної системи залежить від умов руху та геометрії вулично-дорожньої мережі, якими визначається відносна частота поворотів і гальмувань АТЗ.

У загальному випадку, знаючи енергетичну характеристику двигуна чи допоміжного агрегату, в залежності від частоти обертів (швидкісну характеристику двигуна, споживану потужність допоміжного агрегату тощо), експлуатаційні витрати потужності можна оцінити еквівалентним (середнім) значенням за умовний годинний цикл роботи за формулою [10]

$$N_{ne} = \int_{n_x}^{n_{max}} \frac{d[F(n)]}{dn} N(n) dn \quad (4)$$

де $N(n)$ – витрати потужності агрегату в залежності від частоти обертання його робочого органу (вала, ротора тощо); $\frac{d[F(n)]}{dn}$ – похідна функції розподілу за частотою обертання (статистичний показник); n_x, n_{max} – частота обертання агрегату, що відповідає мінімальним (марний хід) та максимальним обертам двигуна.

За відсутності аналітичного виразу функції розподілу $N(n)$ рівняння (4) зручно розв'язувати методом графічного інтегрування, розбивши швидкісний діапазон ($n_x - n_{max}$) на ряд елементарних інтервалів із кроком $\Delta n = (150 - 250) \text{ хв}^{-1}$:

$$N_{ne} = N_{nx} \Delta t_{ex} + \sum_{i=1}^k N_{ni} \Delta t_{ei}, \quad (5)$$

де N_{nx} – витрати потужності агрегату при роботі двигуна на марному ході; Δt_{ex} – відносний час роботи при роботі двигуна на марному ході; N_{ni} – витрати потужності агрегату в середині даного елементарного інтервалу; Δt_{ei} – відносний час роботи двигуна в даному елементарному інтервалі; k – кількість елементарних інтервалів.

Струм віддачі генератора, наприклад, в залежності від частоти обертів його ротора, описується струмшвидкісною характеристикою (СШХ) [2] за формулою

$$I(n) = I_{max} \left[1 - \exp \left(\frac{n_o - n_n}{n_p - n_o} \right) \right], \quad (6)$$

де I_{max} – максимальний струм генератора; n_o – частота обертання ротора генератора, що відповідає початку віддачі струму; n_p – так звана розрахункова частота обертання ротора генератора; n_n – поточне значення частоти обертання ротора генератора.

Тоді витрати потужності для привода генератора, на основі формул (5, 6), можна відобразити залежністю:

$$N_z = \frac{U}{\eta_n} \left(\frac{I_x}{\eta_{zx}} \Delta t_{zx} + \sum_{i=1}^k \frac{I_i}{\eta_{zi}} \Delta t_{ei} \right), \quad (7)$$

де U – регульована напруга генератора; η_n – ККД привода (пасової передачі); I_x – віддача струму генератором при роботі двигуна на марному ході; $I_i = I(n)$ – струм генератора в середині даного елементарного інтервалу; η_{zx}, η_{zi} – відповідно, ККД генератора при обертах, що відповідають роботі двигуна на марному ході та в середині даного елементарного інтервалу.

Потужність, що споживається вентилятором системи охолодження визначається за формулою [11]

$$N_e = \frac{Q_e P_e}{\eta_e \eta_n}, \quad (8)$$

де Q_e – продуктивність вентилятора; P_e – повний напір вентилятора; η_e і η_n – відповідно, ККД вентилятора і його привода.

Згідно із теорією подібності [11], для одного і того ж вентилятора можна записати:

$$\frac{N_{e1}}{N_{e2}} = \left(\frac{n_{e1}}{n_{e2}} \right)^3; \quad \frac{P_{e1}}{P_{e2}} = \left(\frac{n_{e1}}{n_{e2}} \right)^2; \quad \frac{Q_{e1}}{Q_{e2}} = \frac{n_{e1}}{n_{e2}}, \quad (9)$$

де індекси «1» і «2» належать до значень потужності, напору і продуктивності, відповідно, при частоті обертання крильчатки вентилятора n_{e1} і n_{e2} .

Враховуючи залежності (9) можна записати:

$$N_e = C_e n_e^3 / \eta_e, \quad (10)$$

де $C_e = Q_e P_e / \eta_n$ – постійна для даного вентилятора величина, що залежить від його конструктивних особливостей; n_e – частота обертання крильчатки вентилятора.

Потужність, що споживається помпою гідропідсилювача керма чи помпою системи охолодження визначається аналогічно формулі (8) [11]:

$$N = \frac{Q_n P_n}{\eta_n \eta_n}, \quad (11)$$

де Q_n – продуктивність помпи; P_n – повний напір помпи; η_n і η_n – відповідно, ККД помпи і її привода.

Для гідравлічних машин співвідношення між потужністю, напором, продуктивністю і обертами їх крильчаток відповідає теорії подібності (9). Тоді аналогічно формулі (10) можна записати:

$$N_z = C_n n_n^3 / \eta_n, \quad (12)$$

де $C_n = Q_n P_n / \eta_n$ – постійна для даної помпи величина, що залежить від її конструктивних особливостей; n_n – частота обертання крильчатки помпи.

Щодо компресора гальмівної системи, то споживана ним потужність, у загальному, може бути виражена залежністю [12]:

$$N_k = C_k n_k / \eta_k, \quad (13)$$

де C_k – постійна для даного компресора величина, що залежить від його конструктивних особливостей; n_k – частота обертання вала компресора; η_k – ККД компресора.

Як бачимо у формулах (10, 12, 13), на витрати потужності для привода допоміжних агрегатів значно впливає їхній ККД. У цьому аспекті доречно навести порівняльні дані: ККД генератора напругою 12 В більш ніж в 1,2 рази менший, порівняно із генератором напругою 24 В [2]; ККД вентилятора із штампованими лопатями в 1,6 – 2,7 разів менший ніж у вентилятора із литими профільованими лопатями [11].

Виходячи із того, що витрати потужності для привода допоміжних агрегатів залежить від їх швидкісного режиму (формули 10, 12, 13), то важливе значення має забезпечення переважної тривалості роботи агрегату у швидкісному діапазоні із найбільшим значення ККД. Це наочно можна проілюструвати на прикладі ККД автомобільних генераторів (рис. 2).

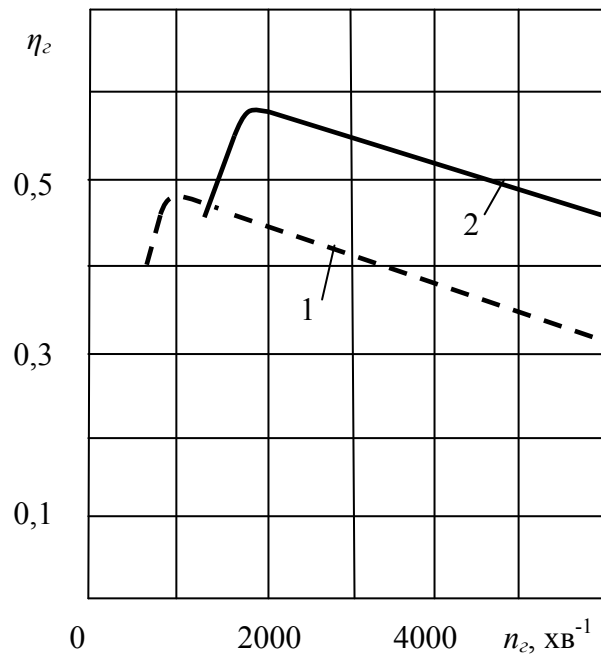


Рис. 2. ККД автомобільних генераторів η_2 залежно від частоти обертання їх роторів n_2 :
1 – Г287 (12 В); 2 – 65.3701 (24 В)

Як бачимо на рис. 2, найбільш оптимальним швидкісним режимом роботи генераторів є частота обертання при найбільшому значенні їх ККД. Для даних моделей генераторів (рис. 2), наприклад, раціональним є швидкісний діапазон роботи 900 – 1800 хв^{-1} (12 В, АТЗ з бензиновими двигунами) і 1800 – 2200 хв^{-1} (24 В, АТЗ з дизельними двигунами). Щодо автобусів, наприклад, у роботі [1] експериментально доведено, що тривалість роботи їх двигунів на марному ході, порівняно із загальним часом експлуатації, становить 14 % в замських умовах експлуатації і 20– 45 % в місті. Виходячи із значної тривалості роботи двигунів на марному ході, можна вибрати раціональне значення передатного відношення привода генератора за формулою

$$i_2 = n_{zp}/n_{dx}, \quad (14)$$

де n_{zp} – частота обертання ротора генератора при найбільшому значенні його ККД; n_{dx} – частота обертів вала двигуна на марному ході.

Забезпечення вказаного швидкісного режиму роботи генераторів АТЗ, з максимальним значенням їх ККД, дозволить мінімізувати витрати енергії двигуна на їх привід. У аналогічному аспекті доцільно розглядати проблему оптимізації енерговитрат двигуна і іншими допоміжними агрегатами АТЗ.

Висновки: 1. Розглянуто проблему енергетичної ефективності АТЗ у системному зв'язку витрат енергії двигуна на забезпечення руху та живлення допоміжних агрегатів і функціональних систем.

2. Систематизовано і наведено структуру витрат енергії двигунів АТЗ, які за експлуатаційною суттю доцільно розглядати як активні та пасивні.

3. Наведено основні чинники, що впливають на енергетичну ефективність автомобільних транспортних засобів.

4. Відзначено, що оптимізація режимів роботи і характеристик допоміжних агрегатів АТЗ дозволить знизити витрати потужності двигунів, що сприятиме покращенню паливної ощадливості АТЗ.

1. Немий С. В. Дослідження швидкісного режиму двигунів автобусів в умовах експлуатації // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". – 2007. – № 588: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – С. 68–72. 2. Немий С. В. Розрахунок енергетичних витрат для приводу автомобільних генераторів // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". – 2010. – № 678: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – С. 83–88. 3. Немий С. В. Енергетичні витрати у фрикційному зчепленні трансмісії автомобіля // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів та поїздів. Щорічний науково-виробничий журнал. – Львів, 2012. – № 20: – С. 231–241. 4. Подригало М. А. Совершенствование методики выбора мощности двигателя легкового автомобиля / М. А. Подригало, М. В. Байцур, Д. М. Клец, В. Л. Файст // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2010. – №3. – С. 78–86. 5. Азарова Ю. В. Мощность двигателя и расход топлива как средства повышения конкурентоспособности легковых автомобилей / Ю. В. Азарова, В. Ф. Кутенев, А. Г. Шмидт // Автомобильная промышленность. – М.: Машиностроение, 1995. № 9. – С. 3–5. 6. Карабцев В. С. Повышение эффективности автотранспортных средств на стадии разработки / В. С. Карабцев, Д. Х. Валеев // Журнал ААИ. – М.: 2003. – С. 8–13. 7. Луканин В. Н. Снижение шума автомобиля / В. Н. Луканин, В. Н. Гудцов, Н. Ф. Бочаров. – М.: Машиностроение, 1981. – 158 с. 8. Тольский В. Е. Колебания силового агрегата автомобиля / В. Е. Тольский и др. – М.: Машиностроение, 1976. – 266 с. 9. Литвинов А. С. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств: учебн. для вузов по специальности "Автомобили и автомобильное хозяйство" / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с. 10. Немый С. В. Снижение энергетических затрат на привод вспомогательных агрегатов автобусов. В сб.: Труды ВКЭИ автобуспрома, 1988. – С. 99–107. 11. Белов П. М. Двигатели армейских машин / П. М. Белов, В. Р. Бурячко, Н. К. Константинов, В. А. Коровин. Часть вторая. Конструкция и расчет. – М.: Воениздат, 1972. – 568 с. 12. Немий С. В. Розрахунок пасового приводу компресора ДТЗ / Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів та поїздів. Збірник наукових праць. – Львів, 2003. – Вип. 7: – С. 112–117.