

Якщо простір Π_x містить термодинамічне тіло масою m_{Π_x} з температурою t_{Π_x} , то у ньому після зосередження тіла T_y буде така температура

$$t_{\Pi_x}^* = \frac{m_{\Pi_x} t_{\Pi_x} + m t_y}{m_{\Pi_y} + m}.$$

Наведені приклади свідчать, що укладений алгоритм пересилання мас і тепоти відтворює процес теплообміну як ідеальний за усіма формальними та змістовними ознаками. Не становить особливих труднощів “наділити” частки, що беруть участь у теплообміні, властивістю виконувати одна над одною роботу. Зрозуміло, що ці процеси виконання роботи залишаються чисто внутрішніми, а тому ідеальний теплообмінник ніяк не може перетворитися у теплову машину. Так само можна передбачити ефекти змішування речовин, що беруть участь в теплообміні, а також можливі хімічні та фазові перетворення.

Ідеалізація теплообмінних процесів дає можливість оцінювати потенційні можливості вдосконалення теплових машин; впорядковувати термінологію і визначальні положення теорії термодинамічних циклів; раціонально розмежовувати і об’єктивно наділяти змістом різного роду неідеальності, властиві реальним машинам тощо.

1. Уокер Г. Двигатели Стирлинга / Пер. с англ. М., 1985. 2. Прудников А.П., Брычков Ю.А., Маричев О.И. Интегралы и ряды. Элементарные функции. М., 1981.

УДК 621.869.4

Гашук П.М., Зінько Р.В.

ДУ “Львівська політехніка”, кафедра експлуатації
та ремонту автомобільної техніки

МОДЕЛЮВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ РОБОЧОГО ЦИКЛУ АВТОНАВАНТАЖУВАЧА

© Гашук П.М., Зінько Р.В., 2000

Створено математичну модель роботи і руху, яка стала основою для розробки пакета прикладних програм LLTruck™. Запропоновано розбити довільний робочий цикл автонавантажувача на операції, а їх – на елементи. Довільний цикл можна алгоритмізувати, задіявши пакет LLTruck™, в якому використано методику кодування елементів операцій циклу.

Розглянуто приклад аналізу експлуатаційної ефективності автонавантажувача в робочих циклах.

Вступ. Для автонавантажувачів є актуальними комплексне вивчення експлуатаційних властивостей і оцінка впливу на них технічних параметрів машини, а також інших чинників. Це дає змогу ще на стадії проектування автонавантажувачів оптимізувати їх

характеристики і, як наслідок, створювати найраціональніші конструкції, а при їх використанні в конкретних умовах експлуатації забезпечувати максимальну ефективність роботи.

Для глибокого і вичерпного вивчення перерахованих питань необхідно створити апарат досліджень – математичну модель роботи і руху автотранспортувача. Оскільки ця модель повинна описувати процеси, що відбуваються в поздовжній і поперечній площинах, тому можна очікувати, що вона буде складною і громіздкою. У зв'язку з цим доцільно розділити задачі досліджень на два класи. Перший клас – задачі, які пов'язані з роботою і рухом у поздовжній вертикальній площині і другий – задачі, які пов'язані з роботою і рухом в поперечній вертикальній площині.

Математична модель роботи і руху автотранспортувача. Робочий цикл автотранспортувача, на відміну від інших транспортних засобів, складний і містить значну кількість операцій. Поглиблене дослідження операцій вимагає їх розбиття на елементи. Надалі будемо вважати, що елементи, з яких складаються операції, є базовими, найменшими складовими циклу машини. Тому для більш повнішого аналізу циклу необхідно визначити вплив експлуатаційних чинників на елементи операцій.

Можливі операції та їх складові елементи подані у табл.1.

Таблиця 1

Можливі операції та їх складові елементи в робочому циклі автотранспортувача

Операції	Елементи операцій
Маневрування	Під'їзд (від'їзд) автотранспортувача Розворот автотранспортувача
Завантаження – розвантаження	Нахил (відхил) вантажопідіймача Власне захоплення вантажу
Вертикальне транспортування – їздка без вантажу	Підіймання (опускання) каретки
Горизонтальне транспортування – їздка без вантажу	Розгін (гальмування) автотранспортувача Рівномірний рух автотранспортувача

У дослідженнях ефективності транспортних засобів велика увага приділялася розробленню типових [1], тестувальних [2] або створенню альтернативних оптимальних циклів [3]. Це пов'язано із необхідністю визначення ефективності автотранспортувача у цілому, а не в конкретних умовах експлуатації, оскільки таких умов може бути безліч. Цю проблему можна спростити, використавши математичну модель роботи і руху [4], оскільки математичний експеримент можна провести для найширшої гами робочих циклів транспортних засобів і на основі отриманих результатів визначити зміну ефективності машини залежно від зміни умов експлуатації. Основною вимогою до математичної моделі у цьому випадку є можливість моделювання елементів операції [5]. Тоді з елементів можна скласти довільний робочий цикл і в ньому дослідити вплив різних експлуатаційних чинників на ефективність автотранспортувача.

На рис.1 показані типові елементи операцій циклу.

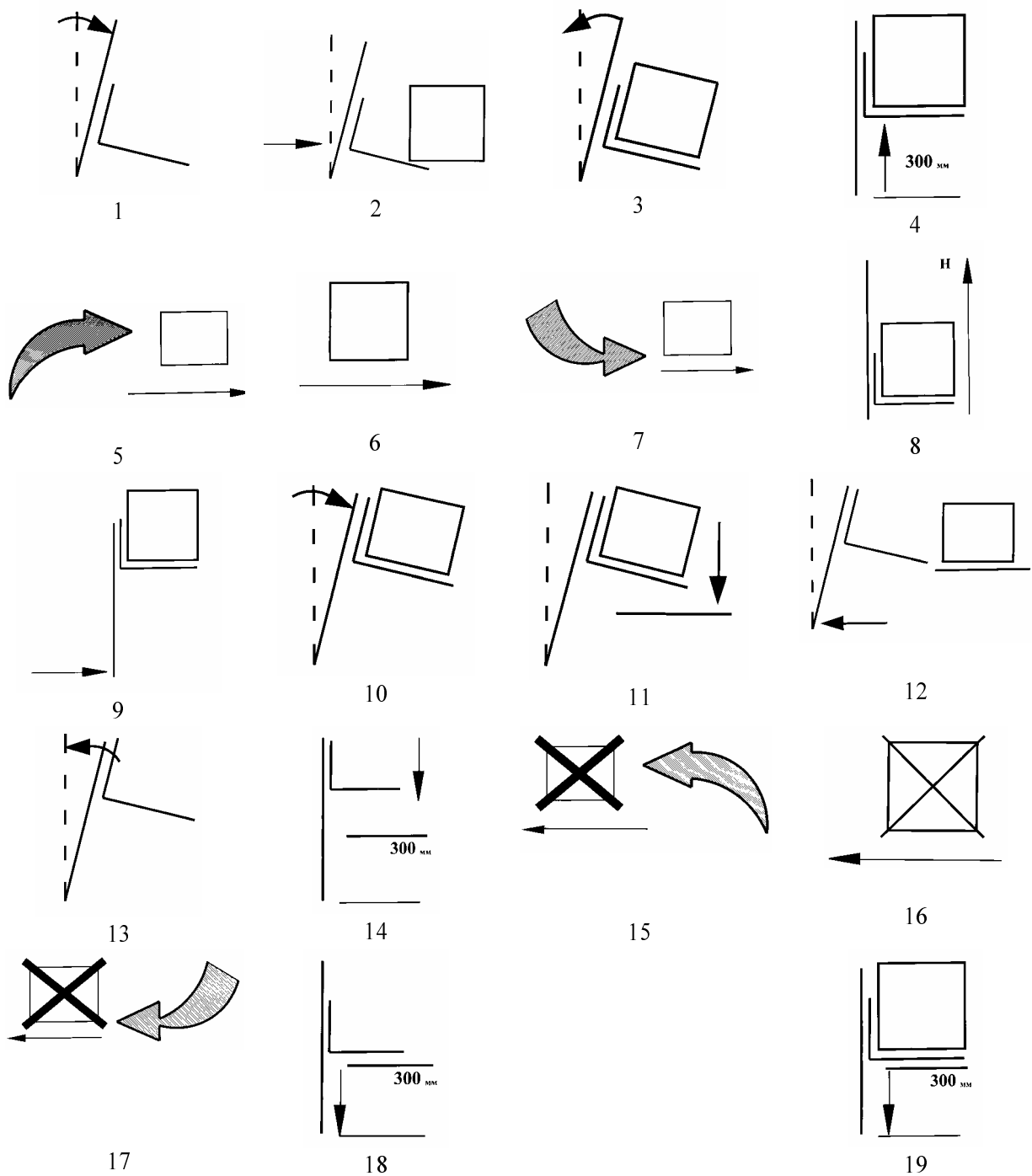


Рис.1. Типові елементи операцій циклу:

- 1 – нахил вантажопідіймача; 2 – захоплення вантажу; 3 – відхил вантажопідіймача;
 4 – підймання каретки з вантажем на висоту транспортування; 5 – розгін з вантажем;
 6 – рівномірний рух з вантажем; 7 – гальмування з вантажем; 8 – підймання вантажу на висоту стелажування; 9 – під'їзд з вантажем; 10 – нахил вантажопідіймача; 11 – завантаження; 12 – від'їзд;
 13 – відхил каретки; 14 – опускання каретки на висоту транспортування; 15 – розгін без вантажу;
 16 – рівномірний рух без вантажу; 17 – гальмування без вантажу; 19 – опускання вантажу нижче транспортної висоти

Алгоритмізація операцій і циклів роботи автотранспортувачів. У випадку використання математичної моделі роботи і руху автотранспортувача елементи операцій можна змоделювати зміною узагальнених координат. Оскільки усі елементи автотранспортувача, які пов'язані з обробленням вантажу, мають привід, і узагальнені координати, пов'язані з ними, то, задаючи характеристики приводу можна змоделювати той чи інший елемент операції. У табл.2 подано зв'язок між виконавчим елементом автотранспортувача і елементом операції, який він здійснює, а також їх зв'язок з відповідною узагальненою координатою.

Таблиця 2

Зв'язок між приводами автотранспортувача, елементами операцій та відповідними узагальненими координатами

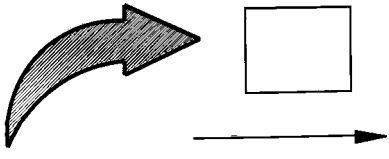
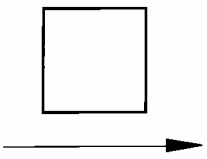
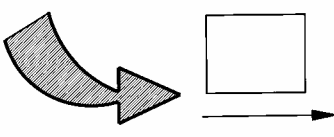
Елемент операції	Привід автотранспортувача	Узагальнена координата
Під'їзд (від'їзд)	Двигун, трансмісія	$\varphi_{тк}({}^0x_{O1.3})$
Нахил (відхил) вантажопідіймача Власне захоплення	Гідроциліндр нахилу вантажопідіймача Двигун, трансмісія	φ_1 $\varphi_{тк}({}^0x_{O1.3})$
Підіймання (опускання) каретки	Гідроциліндр підіймання каретки	${}^1z_{O2}$
Розгін (гальмування) Рівномірний рух	Двигун, трансмісія	$\varphi_{тк}({}^0x_{O1.3})$

Як приклад покажемо, як можна побудувати алгоритм моделювання операції горизонтального транспортування.

Переважно операція горизонтального транспортування складається з розгону, рівномірного руху і гальмування. Після маневрування автотранспортувач розганяється від швидкості маневрування $V_{КІН}^M$ до швидкості рівномірного руху $V_{ПОЧ}^{PP} = V_{КІН}^P = V_{КІН}^{PP}$. На ділянці гальмування він гальмує до швидкості маневрування $V_{ПОЧ}^M$ (табл.3). Моделювання цієї операції можна здійснити, впливаючи на узагальнені координати $\varphi_{тк}$ і ${}^0x_{O1.3}$ за рахунок зміни характеристик їх приводів.

Таблиця 3

Алгоритм моделювання операції горизонтального транспортування вантажу

Розгін	Рівномірний рух	Гальмування
		
$V_{ПОЧ}^P, V_{КІН}^P$	$V_{ПОЧ}^{PP} = V_{КІН}^P = V_{КІН}^{PP}$	$V_{ПОЧ}^M = V_{КІН}^{PP}, V_{КІН}^M = V_{ПОЧ}^M$

Тепер будемо алгоритм моделювання характерного циклу роботи (рис.1, позиції 1–18) автотранспортувача (табл.4).

Алгоритмізація характерного циклу роботи автотранспортувача

№ п/п	Операції	Елементи операцій	Параметри
1	Маневрування	Під'їзд автотранспортувача	V^M, L^M
2	Вертикальне переміщення без вантажу	Опускання каретки на землю з висоти 0,3 м	$V_{КАР}, H_1$
3	Завантаження	Нахил вантажопідіймача допереду Власне захоплення вантажу Відхилення вантажопідіймача дозад	φ_1 V^M φ_1
4	Вертикальне транспортування	Підіймання каретки на висоту 0,3 м	$V_{КАР}, H_1$
5	Маневрування	Від'їзд автотранспортувача	V^M, L^M
6	Горизонтальне транспортування	Розгін Рівномірний рух Гальмування	$V_{ПОЧ}^P, V_{КИН}^P, L^P$ $V_{ПОЧ}^{PP} = V_{КИН}^P = V_{КИН}^{PP}, L^{PP}$ $V_{ПОЧ}^G = V_{КИН}^{PP}, V_{КИН}^G = V^M, L^G$
7	Маневрування	Під'їзд автотранспортувача	V^M, L^M
8	Вертикальне транспортування	Підіймання каретки на висоту стелажування	$V_{КАР}, H_2$
9	Розвантаження	Нахил вантажопідіймача у вертикальне положення і далі допереду Власне звантаження вантажу Відхилення вантажопідіймача дозад	φ_1 V^M φ_1
10	Вертикальне переміщення без вантажу	Опускання каретки на висоту 0,3 м	$V_{КАР}, H_2$
11	Маневрування	Від'їзд автотранспортувача	V^M, L^M
12	Горизонтальна їздка без вантажу	Розгін Рівномірний рух Гальмування	$V_{ПОЧ}^P, V_{КИН}^P, L^P$ $V_{ПОЧ}^{PP} = V_{КИН}^P = V_{КИН}^{PP}, L^{PP}$ $V_{ПОЧ}^G = V_{КИН}^{PP}, V_{КИН}^G = V^M, L^G$

За аналогією розробляється і алгоритм моделювання довільних операцій і циклів роботи автотранспортувачів.

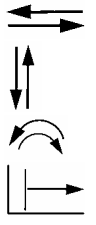
Використання пакета прикладних програм LLTruck для алгоритмізації операцій і циклів. Було показано, як алгоритмізувати операції і цикли автотранспортувача. Пакет прикладних програм [6] спроможний безпосередньо обробити кожен з 19 елементів операцій циклу.

У той же час постає проблема адаптації методики використання пакета прикладних програм для алгоритмізування операцій і циклів.

Найпростіше цю мету можна досягнути, запускаючи пакет прикладних програм багато разів, де за один раз аналізується один з дев'ятнадцяти типових елементів операцій циклу. Враховуючи, що довільний цикл може складатися з великої кількості операцій, пакет доведеться запускати багато разів. Для уникнення цього необхідно, щоб пакет містив інформацію про послідовність елементів в операціях і операцій у циклі. Маючи таку інформацію, пакет в автоматичному режимі перебирає елементи операцій і проаналізує весь цикл довільної структури. Для цього запропоновано використовувати код, який містить (див. табл.5): порядковий номер елемента в циклі, тип операції, напрям руху при виконанні операції, наявність чи відсутність вантажу, режим роботи автотранспорту.

Таблиця 5

Опис коду для задання елемента операції у циклі

Порядковий номер елемента	Виконуваний рух	Напрямок руху	Наявність вантажу	Режим
n1	n2	n3	n4	n5
01	A	1	0	2
	 A=1 B=2 C=3 D=4	1 – вгору, допереду, від себе; 2 – вниз, дозаду, до себе.	0 – вантаж відсутній; 1 – вантаж наявний	1 – розгін; 2 – рівномірний рух; 3 – накат; 4 – гальмування

Для моделювання елементів циклу необхідно створити модель, яка б могла враховувати як характеристики автотранспорту при його русі, так і моделювати цикл поелементно.

Результати робіт багатьох авторів [7–10] показали, що для дослідження динаміки руху автотранспорту доцільно використовувати розрахункові схеми з дискретно розподіленими жорсткими інерційними та пружними безінерційними елементами. Надалі використовуватимемо загально прийняті для досліджень динаміки машин припущення. За аналогією з [11, 12], перший клас задач розв'язуємо з такими припущеннями:

- автотранспорту, вантажопідіймач, каретку з вантажозахоплювачем (вила), вантаж вважаємо жорсткими інерційними елементами, а колеса, буфер підвіски, гідроциліндри, ланцюги – пружними безінерційними елементами;

- обмежуючи дослідження прямолінійного невстановленого руху, розрахункову схему автотранспорту вважаємо плоскою;

- жорсткість гідроциліндрів піднімання каретки лінійно приймаємо залежною від висоти її піднімання, а гідроциліндрів нахилу вантажопідіймача лінійно залежною від довжини висунання гідроциліндра;

- радіальну жорсткість коліс лінійно залежною від їх радіальної деформації;
- тангенціальну жорсткість коліс лінійно залежною від їх кута закручення;
- дисипацію енергії у гідроциліндрах і опорних роликах каретки відсутньою.

Тоді розрахункова схема автотранспорту з вантажопідіймачем, кареткою з вантажозахоплювачем і вантажем матиме такий вигляд, як показано на рис.2.

Надалі використовуються такі системи координат:

$X_0O_0Z_0$ – нерухома система, де вісь Z_0 паралельна лінії дії сили тяжіння і протилежно до неї напрямлена, вісь X_0 – перпендикулярна осі Z_0 і напрямлена в бік руху автотранспорту.

$X_1O_{1,3}Z_1$, $X_3O_{1,3}Z_3$ – рухомі, перша жорстко пов'язана з вантажопідіймачем, а друга – з корпусом і лежать у площині $X_0O_0Z_0$; їх спільний початок – точка $O_{1,3}$, яка лежить на осі обертання тягових коліс, осі Z_1 , Z_3 – паралельні до поздовжньої осі симетрії вантажопідіймача.

Система $X_2O_2Z_2$ – рухома координатна система, що жорстко зв'язана з кареткою і лежить у площині розташування $X_0O_0Z_0$, вісь Z_2 – паралельна осі Z_1 і збігається з прямою, вздовж якої рухається каретка.

І вантажопідіймач, і автотранспорту рухаються у площині $X_0O_0Z_{10}$. Тому за узагальнені координати було прийнято φ_1 , φ_3 – кути їх поворотів відносно осі, що проходить через їх спільний центр $O_{1,3}$, та координати ${}^0x_{O_{1,3}}$, ${}^0z_{O_{1,3}}$ цього центра.

Каретка рухається поступально вздовж вантажопідіймача, а вантаж – вздовж вил. Тому за узагальнені координати були вибрані ${}^1z_{O_2}$ та ${}^2x_{C_4}$.

Обертальний рух елементів приводу разом з колесами, які тягнуть, характеризувався узагальненою координатою φ_{TK} .

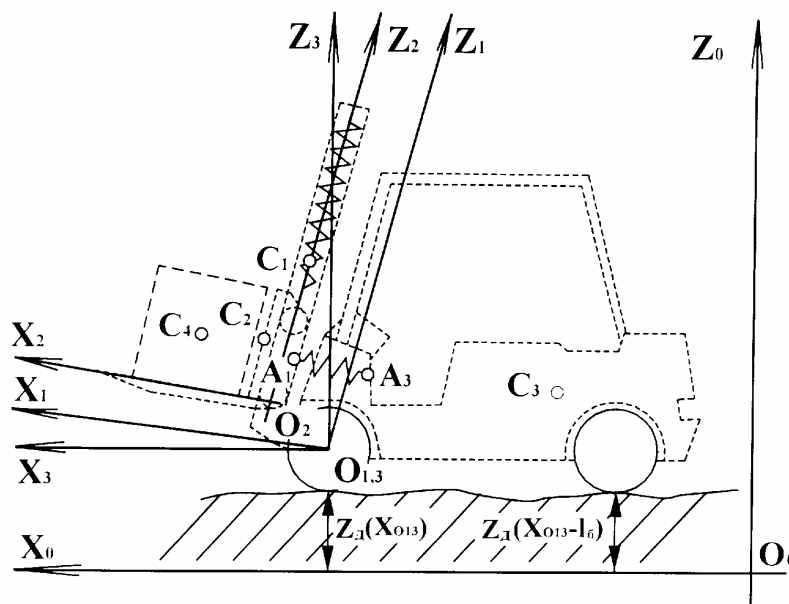


Рис.2. Розрахункова схема автотранспорту

На рис.2 позначено: C_1 , C_2 , C_3 , C_4 – центри мас вантажопідіймача, каретки, автотранспорту відповідно вантажу.

На основі рівняння Лагранжа II-го роду була складена система рівнянь моделі, яка має такий вигляд:

$$\begin{aligned}
& {}^0\ddot{x}_{O1,3}A_{11} + \ddot{\phi}_1 A_{13} + {}^1\ddot{z}_{O2}A_{14} + {}^2\ddot{x}_{C4}A_{15} + \ddot{\phi}_3 A_{16} + \\
& + \dot{\phi}_1^2 B_{133} + \dot{\phi}_1 {}^1\dot{z}_{O2}B_{134} + \dot{\phi}_1 {}^2\dot{x}_{C4}B_{135} + \dot{\phi}_3^2 B_{136} = \\
& = \left\{ \frac{C_T^T}{K} \left[\varphi_T - \int_0^t \frac{{}^0\dot{x}_{O1,3} dt}{K_1} \right] - \left[C_T^P \alpha_T \left(F_T^P \right) \left[\frac{R_T}{K_1} - 1 \right] \right] + \right. \\
& \left. + \frac{C_K^P C_B^P}{C_B^P + C_K^P} \alpha_K \left(F_K^P \right) \left[\frac{R_k}{{}^0z_{OK}^\Gamma - {}^0z_\partial \left({}^0x_{OK}^\Gamma \right)} - 1 \right] \right\} \text{sign} \left[\varphi_T - \int_0^t \frac{{}^0\dot{x}_{O1,3} dt}{K_1} \right]; \tag{1}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& {}^0\ddot{z}_{O1,3}A_{22} + \ddot{\phi}_1 A_{23} + {}^1\ddot{z}_{O2}A_{24} + {}^2\ddot{x}_{C4}A_{25} + \ddot{\phi}_3 A_{26} + \\
& + \dot{\phi}_1^2 B_{233} + {}^1\dot{z}_{O2}\dot{\phi}_1 B_{234} + {}^1\dot{x}_{C4}\dot{\phi}_1 B_{235} + \dot{\phi}_3^2 B_{246} = \\
& = -A_{11}g + C_T^P \left[R_T - {}^0z_{O1,3} + {}^0z_\partial \left({}^0x_{OK}^\Gamma \right) \right] + \frac{C_K^P C_B^P}{C_B^P + C_K^P} \left[R_k - {}^0z_{OK}^\Gamma + {}^0z_\partial \left({}^0x_{OK}^\Gamma \right) \right]; \tag{2}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& {}^0\ddot{x}_{O1,3}A_{31} + {}^0\ddot{z}_{O1,3}A_{32} + \ddot{\phi}_1 A_{33} + {}^1\ddot{z}_{O2}A_{34} + {}^2\ddot{x}_{C4}A_{35} + {}^1\dot{z}_{O2}\dot{\phi}_1 B_{334} + {}^2\dot{x}_{C4}\dot{\phi}_1 B_{335} = \\
& = g \left[m_1 \sin(\varphi_1 + {}^1\alpha_{C1}) \sqrt{a_1^2 + b_1^2} + m_2 \sin(\varphi_1 + {}^1\alpha_{C2}) K_2 + m_4 K_3 \sin(\varphi_1 + {}^1\alpha_{C4}) \right] - \\
& - F_{np1,3} \cos(\varphi_1 + {}^1\alpha_{A1} - \alpha_{A1A3}) \sqrt{{}^1x_{A1}^2 + {}^1z_{A1}^2}; \tag{3}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& {}^0\ddot{x}_{O1,3}A_{41} + {}^0\ddot{z}_{O1,3}A_{42} + \ddot{\phi}_1 A_{43} + {}^1\ddot{z}_{O2}A_{44} + \dot{\phi}_1^2 B_{433} + {}^2\dot{x}_{C4}\dot{\phi}_1 B_{435} = \\
& = -A_{44}g \cos \varphi_1; \tag{4}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& {}^0\ddot{x}_{O1,3}A_{51} + {}^0\ddot{z}_{O1,3}A_{52} + \ddot{\phi}_1 A_{53} + {}^2\ddot{x}_{C4}A_{55} + \dot{\phi}_1^2 B_{533} + {}^1\dot{z}_{O2}\dot{\phi}_1 B_{534} = \\
& = A_{55}g \sin \varphi_1 - f m_4 \left[\left({}^0\ddot{z}_{C4} + g \right) \cos \varphi_1 + {}^0\ddot{x}_{C4} \sin \varphi_1 \right] \text{sign}({}^2\dot{X}_{C4}); \tag{5}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& {}^0\ddot{x}_{O1,3}A_{61} + {}^0\ddot{z}_{O1,3}A_{62} + \ddot{\phi}_3 A_{66} = -g m_3 \sin(\varphi_3 + {}^3\alpha_{C3}) \sqrt{a_3^2 + b_3^2} + \\
& + F_K^P l_6 \cos \varphi_3 + F_{np1,3} \cos(\varphi_3 + {}^3\alpha_{A3} - \alpha_{A1A3}) \sqrt{{}^3x_{A3}^2 + {}^3z_{A3}^2}; \tag{6}
\end{aligned}$$

$$\ddot{\phi}_{TK} A_{77} = M_{\partial\delta} - C_T^T \left[\varphi_T - \int_0^t \frac{{}^0\dot{x}_{O1,3} dt}{K_1} \right], \tag{7}$$

де

$$\begin{aligned}
 A_{11} = A_{22} &= m_1 + m_2 + m_3 + m_4; & A_{23} = A_{32} = B_{133} &= -(m_1 L_1 + m_2 L_3 + m_4 L_5); \\
 A_{13} = A_{31} &= -B_{233} = m_1 L_2 + m_2 L_4 + m_4 L_6; & A_{24} = A_{42} = B_{134} &= (m_2 + m_4) \cos \varphi_1; \\
 A_{14} = A_{41} &= -\frac{1}{2} B_{234} = (m_2 + m_4) \sin \varphi_1; & A_{25} = A_{52} = \frac{1}{2} B_{135} &= -m_4 \sin \varphi_1; \\
 A_{15} = A_{51} &= -B_{235} = m_4 \cos \varphi_1; & A_{26} = A_{62} = B_{136} &= -m_3 L_7; \\
 A_{16} = A_{61} &= -B_{236} = m_3 L_8; \\
 A_{33} &= m_1(L_1^2 + L_2^2) + m_2(L_3^2 + L_4^2) + m_4(L_5^2 + L_6^2) + I_{yC1} + I_{yC2} + I_{yC4}; \\
 A_{34} = A_{43} &= m_2(L_4 \sin \varphi_1 - L_3 \cos \varphi_1) + m_4(L_6 \sin \varphi_1 - L_5 \cos \varphi_1); \\
 A_{35} = A_{53} &= m_4(L_6 \cos \varphi_1 + L_5 \sin \varphi_1); & A_{44} &= m_2 + m_4; \\
 A_{55} = -\frac{1}{2} B_{435} &= \frac{1}{2} B_{534} = m_4; & A_{66} = m_3(L_7^2 + L_8^2) + I_{yC3}; & A_{77} = I_{yCK}; \\
 B_{334} &= -\frac{1}{2} B_{433} = 2\{m_2(L_4 \cos \varphi_1 + L_3 \sin \varphi_1) + m_4(L_6 \cos \varphi_1 + L_5 \sin \varphi_1)\}; \\
 B_{335} &= -\frac{1}{2} B_{533} = 2\{m_4(-L_6 \sin \varphi_1 + L_5 \cos \varphi_1)\}; \\
 K_1 &= {}^0 z_{O1,3} {}^0 z_{\partial} \left({}^0 x_{O1,3} \right); \\
 K_2 &= \sqrt{\left({}^1 x_{O2} + a_2 \right)^2 + \left({}^1 z_{O2} + b_2 \right)^2}; & K_3 &= \sqrt{\left({}^1 x_{O2} + {}^2 x_{C4} \right)^2 + \left({}^1 z_{O2} + b_4 \right)^2};
 \end{aligned}$$

де $C_{1,3}$, C_{12} – жорсткість на розтяг–стиск гідроциліндра між вантажопідіймачем і автовантажувачем, гідроциліндра і ланцюгів піднімання каретки, відповідно; C_T^T , C_T^P , C_K^P , C_B^P – тангенціальна і радіальні жорсткості тягового та керованого коліс, радіальна жорсткість буфера.

Система рівнянь (1)–(7) разом із значеннями узагальнених координат та швидкостей у початковий момент часу, представляє собою математичну модель роботи і руху автовантажувача.

Сім рівнянь системи відповідають семи узагальненим координатам. Ці рівняння відносяться до класу нелінійних інтегродиференціальних рівнянь, оскільки до них входять нелінійно як похідні від невідомих функцій, так і інтегралі від них (рівняння (1) і (7)). Рівняння системи нелінійні тому, що похідні від узагальнених координат і самі узагальнені координати входять у рівняння системи нелінійно, а саме: φ_1 і φ_3 в тригонометричні функції, їх похідні першого порядку – у показнику; узагальнені координати x_{C4} , z_{o2} – у показнику функції; φ_T , \dot{x}_{o13} , \dot{x}_{C4} – в розривні функції першого порядку; узагальнені координати z_{o13} та \dot{x}_{o13} входять під інтеграл з верхньою змінною межею інтегрування.

*уууууууу уууууу. уууууу уууууууууу уууу'уууууу уу уууууууу
уууууууууу уууууууууу уууууууууу уууууу. уу, уууууу уууууу, уууууууууу
уу уууууууууу уууууууууу уууууууууууу уууууууууууууууу уууууу, уууууууууу*

уважати на те, що при розрахунку стійкості автонавантажувача при штабелюванні (I) та при русі (II) необхідно врахувати кут нахилу платформи за ГОСТ 1615-80. Результати випробувань та результати, отримані за допомогою моделі, наведено на рис. 3.

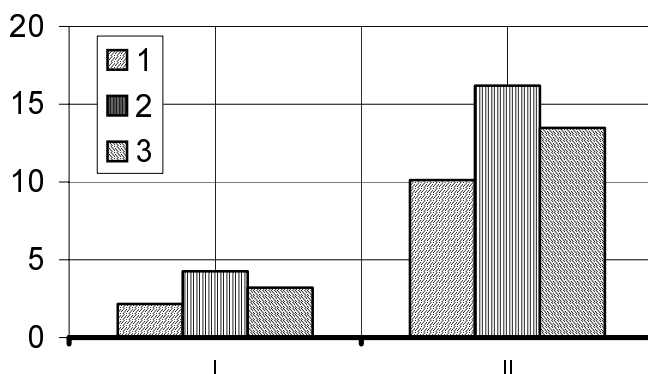


Рис.3. Стійкість автонавантажувача:
 I – поздовжня стійкість при штабелюванні;
 II – поздовжня стійкість при русі; 1 – кут нахилу платформи за ГОСТ 1615-80; 2 – результати випробувань; 3 – результати отримані за допомогою моделі

уважати на те, що при розрахунку стійкості автонавантажувача при штабелюванні (I) та при русі (II) необхідно врахувати кут нахилу платформи за ГОСТ 1615-80. Результати випробувань та результати, отримані за допомогою моделі, наведено на рис. 3.

Приклад аналізу експлуатаційної ефективності автонавантажувачів у робочих циклах. Розглянемо вплив експлуатаційних чинників на ефективність автонавантажувача. Дослідження проводилися з використанням параметрів 1,5 тонного автонавантажувача. Тому і висновки про вплив чинників на експлуатаційну ефективність зроблені для автонавантажувачів вантажопідійманям 1,25–1,6 т.

уважати на те, що при розрахунку стійкості автонавантажувача при штабелюванні (I) та при русі (II) необхідно врахувати кут нахилу платформи за ГОСТ 1615-80. Результати випробувань та результати, отримані за допомогою моделі, наведено на рис. 3.

уважати на те, що при розрахунку стійкості автонавантажувача при штабелюванні (I) та при русі (II) необхідно врахувати кут нахилу платформи за ГОСТ 1615-80. Результати випробувань та результати, отримані за допомогою моделі, наведено на рис. 3.

уважати на те, що при розрахунку стійкості автонавантажувача при штабелюванні (I) та при русі (II) необхідно врахувати кут нахилу платформи за ГОСТ 1615-80. Результати випробувань та результати, отримані за допомогою моделі, наведено на рис. 3.

ци. у цьому випадку, витрати палива збільшилися на 16,9 %, а продуктивність зменшилася на 3%.

Враховуючи, що витрати палива збільшилися на 16,9 %, а продуктивність зменшилася на 3%, це означає, що витрати палива збільшилися на 16,9 %, а продуктивність зменшилася на 3%.

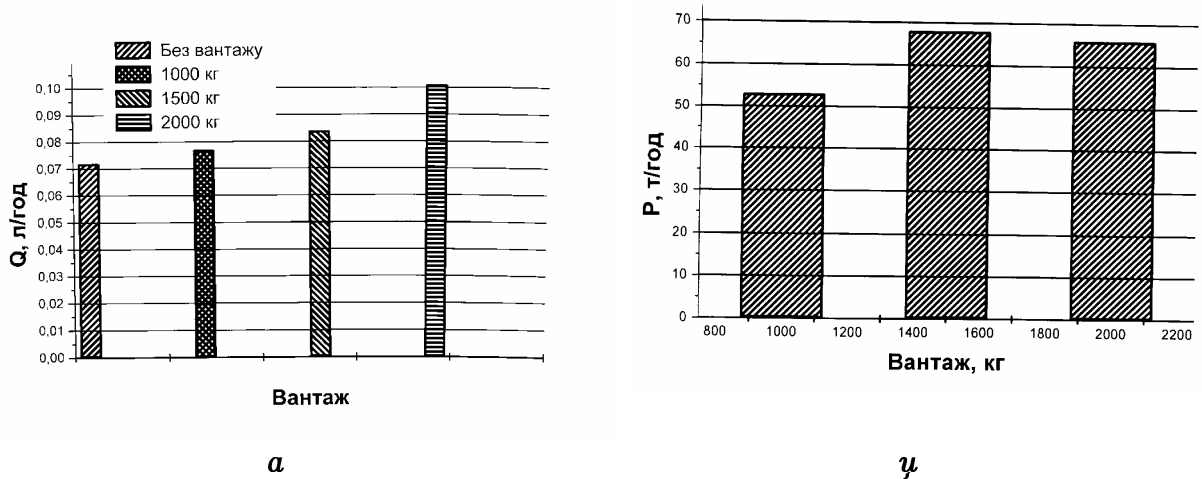


Рис.4. Зміна витрати палива (а) і продуктивності (б) автотранспорту залежно від ваги транспортованого вантажу:
 1 – рух без вантажу; 2 – маса вантажу – 1000 кг;
 3 – маса вантажу – 1500 кг; 4 – маса вантажу – 2000 кг

Координати центра мас вантажу. Була промодельована зміна координат центра мас вантажу. Центр вантажу зміщувався на вилах на 200 мм. При цьому не спостерігалось значної зміни витрати палива і продуктивності автотранспорту.

Враховуючи, що витрати палива збільшилися на 16,9 %, а продуктивність зменшилася на 3%, це означає, що витрати палива збільшилися на 16,9 %, а продуктивність зменшилася на 3%.

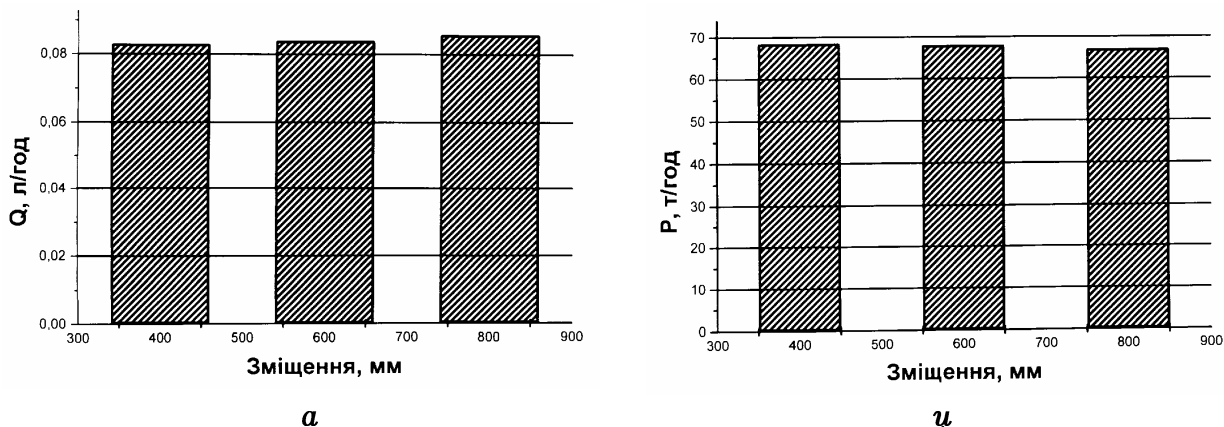


рис.5. *а* $Q, \text{л/год}$ *б* $P, \text{т/год}$
 зміщення, мм

При збільшенні плеча транспортування витрата палива зростає (рис.6). Необхідно відзначити, що приріст маси вантажу є більшим від приросту витрати палива, тобто вигідніше використовувати автотранспортувачі при максимальному коефіцієнті використання ваги. Так, при зменшенні довжини перевезення з номінальним вантажем на 50 % продуктивність зростає на 1,4 %, а витрата палива зменшується на 16,7 %. При зростанні довжини їздки на 50 % продуктивність зменшується на 0,8 %, а витрата палива зростає на 20,1 %.

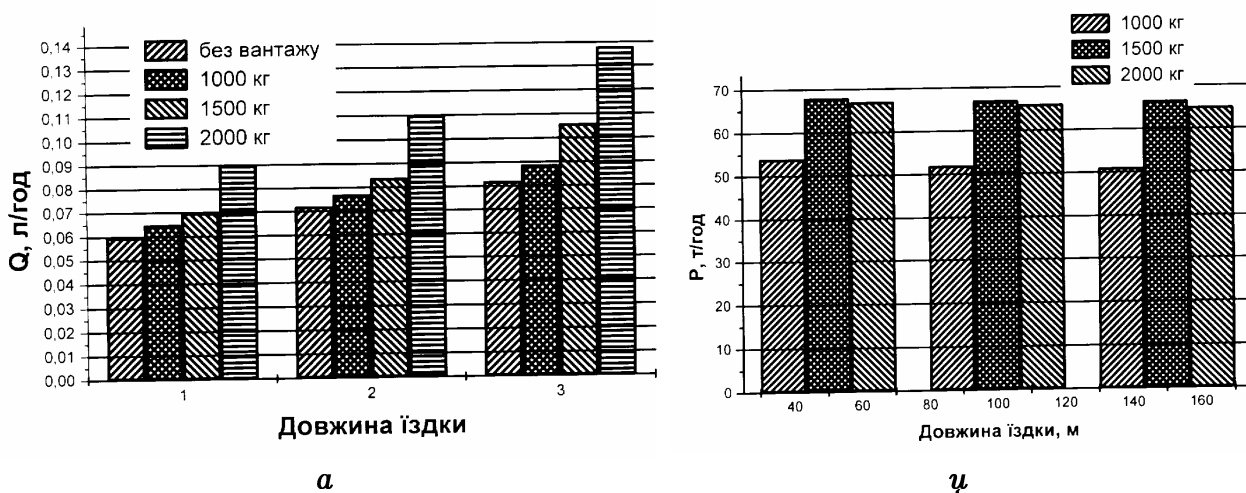
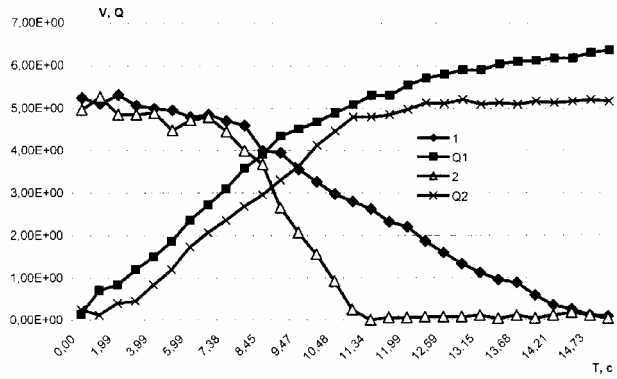
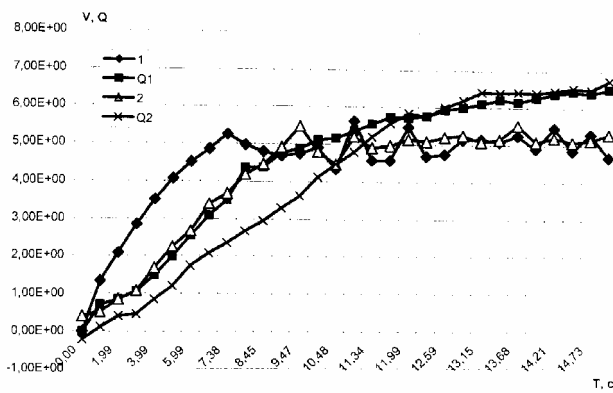


рис.6. *а* $Q, \text{л/год}$ *б* $P, \text{т/год}$
 довжина їздки, м

1 – без вантажу; 2 – 1000 кг; 3 – 1500 кг; 4 – 2000 кг

Рациональна схема цикла. Для прикладу показано елементи циклу: розгін і гальмування. Цикл, у якому розгін інтенсивніший, є вигіднішим з погляду на паливну економність (рис.7, а).



а

б

рис.7. Цикл розгону (а) і гальмування (б) з різною інтенсивністю розгону.

Цикл розгону (а) і гальмування (б) з різною інтенсивністю розгону.

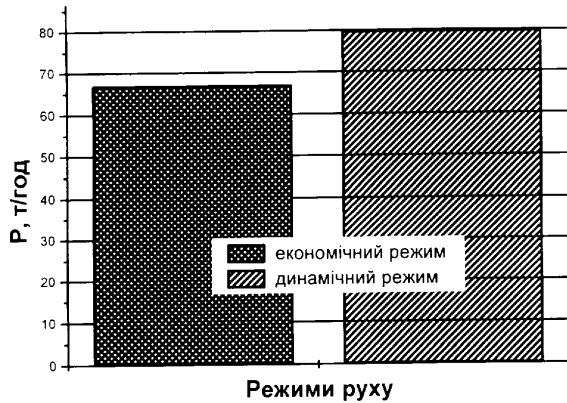


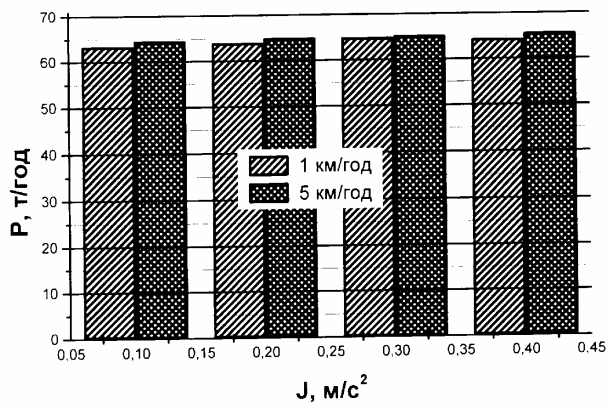
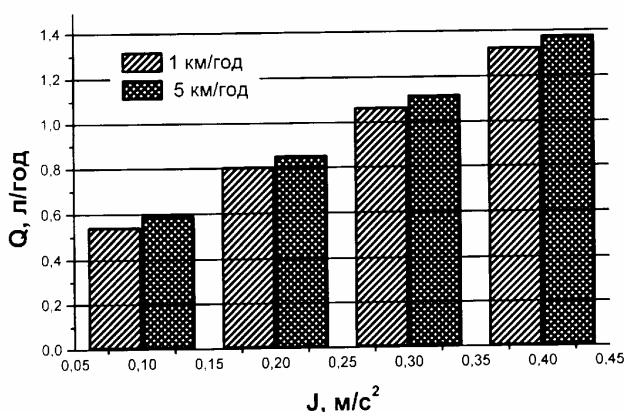
рис.8. Порівняння режимів руху.

Порівняння режимів руху.

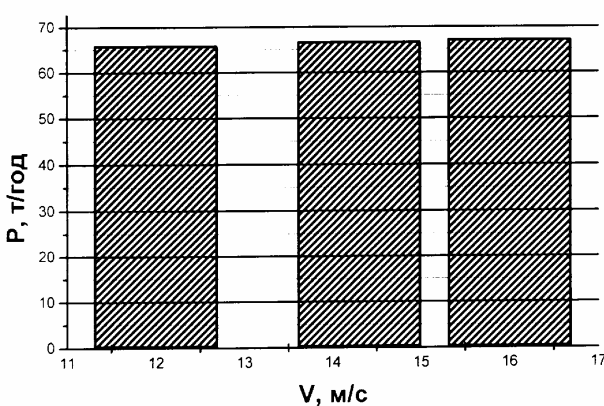
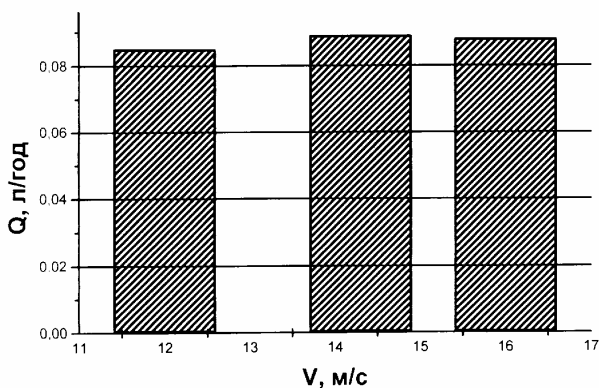
Порівняння режимів руху. Порівняння режимів руху (економічний режим і динамічний режим) показує, що динамічний режим є вигіднішим з погляду на паливну економність.

Порівняння режимів руху і динамічний режим показує, що динамічний режим є вигіднішим з погляду на паливну економність на 16,3%.

Порівняння режимів руху. Порівняння режимів руху і динамічний режим показує, що динамічний режим є вигіднішим з погляду на паливну економність на 16,3%. Порівняння режимів руху (рис.9), і динамічний режим показує, що динамічний режим є вигіднішим з погляду на паливну економність на 16,3%.



циф.9. вплив швидкості руху (v) та площі поверхні (S) на витрати палива та витрати води при русі автотранспорту з різними швидкостями руху



циф.10. вплив швидкості руху (v) та площі поверхні (S) на витрати палива та витрати води при русі автотранспорту з різними швидкостями руху (14,3 м/с)

при русі з швидкістю руху 0,4 м/с та витратами палива 5 л/с та витратами води 1,6 т, витрати палива становлять 56,9 %.

При русі з швидкістю руху 1,2 м/с та витратами палива 4,5 л/с та витратами води 1,2 т, витрати палива становлять 51,9 % та витрати води 1,2 %.

Умови руху. Серед найважливіших чинників, які впливають на умови руху автотранспорту є опір коченню.

При русі з швидкістю руху 15 м/с та витратами палива 0,012 л/с та витратами води 0,028 т, витрати палива становлять 51,9 % та витрати води 1,2 %.

у порівнянні з нормативом 0,028 літрів на кілометр витрати палива становлять 3,02 %, а витрати палива становлять 8,9 %.

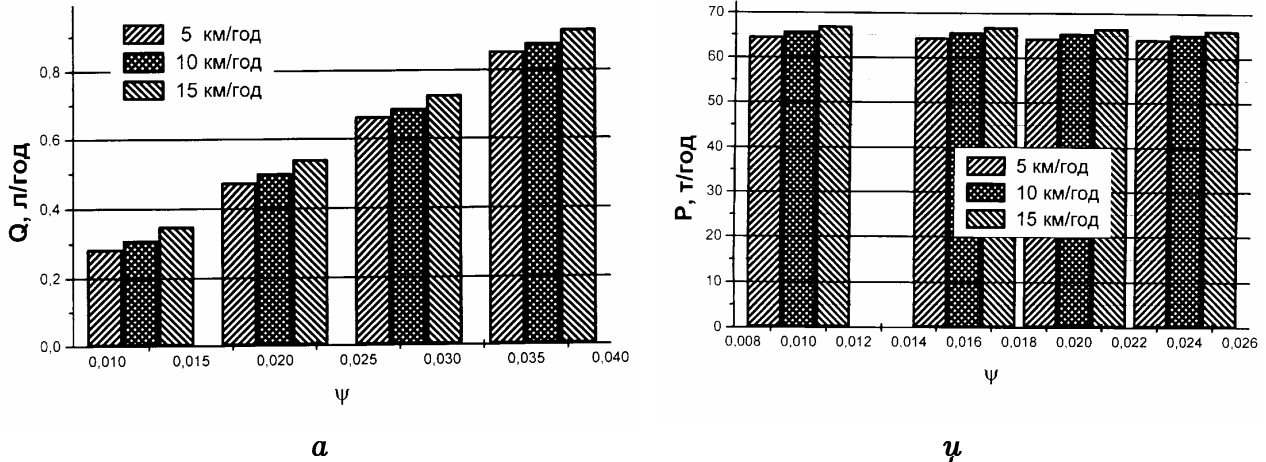


рис.11. Витрати палива (а) і потужність (б) у залежності від швидкості транспортування вантажу при вертикальному транспортуванні вантажу.

Динаміка обробки вантажу. Швидкість переміщення каретки визначає продуктивність роботи автотранспортувача при вертикальному транспортуванні вантажу. На рис.12 показана залежність витрати палива від швидкості транспортування і маси вантажу.

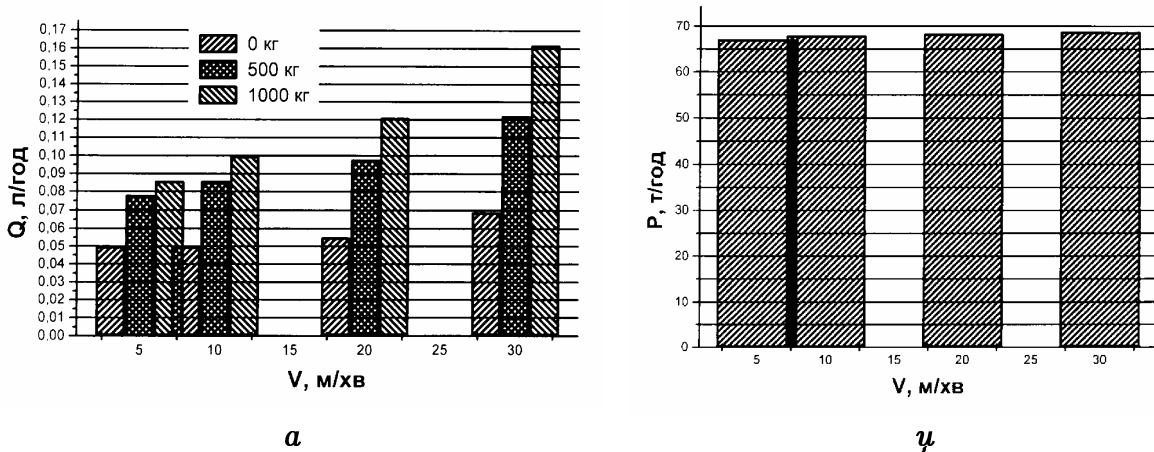


рис.12. Витрати палива (а) і потужність (б) у залежності від швидкості транспортування вантажу при вертикальному транспортуванні вантажу.

Висновки. 1. Довільний цикл можна розбити на операції, а ті, по черзі, на елементи.

2. Витрати палива і потужність у залежності від швидкості транспортування вантажу при вертикальному транспортуванні вантажу.

3. Витрати палива і потужність у залежності від швидкості транспортування вантажу при вертикальному транспортуванні вантажу.

университет // Украинский и украинский университет. 2000. № 2(14). с.31–39. 5. Украинский университет украинский университет украинский университет украинский университет украинский университет // Украинский университет украинский университет украинский университет украинский университет украинский университет. 1999. № 6. с.61–66. 6. Украинский университет украинский университет украинский университет украинский университет украинский университет // Украинский университет украинский университет украинский университет украинский университет украинский университет. 1999. № 4. с.39–41. 7. Украинский университет украинский университет. №., 1961. 8. Украинский университет, украинский университет, украинский университет. №., 1985. 9. Украинский университет, украинский университет, украинский университет: украинский университет: № 3 №. / Украинский университет украинский университет. №.1. №., 1968. 10. Simulation unterstützt Ermittlung von Schwingbeiwerten an Gabelstaplern/ Beha Eugen //F+H: Fordern und Heben. 1990. № 5. S.276, 293–294, 297–298, 300–301. 11. Украинский университет украинский университет украинский университет украинский университет украинский университет украинский университет украинский университет // Украинский университет украинский университет. №., 1975. С.26–45 12. Украинский университет украинский университет украинский университет украинский университет // Украинский университет украинский университет украинский университет. №., 1984. с.73–85.

УДК 629.113

Глобчак М.В., Королевич Л.М., Капуш М.М.
ДУ “Львівська політехніка”, кафедра експлуатації
та ремонту автомобільної техніки

ДЕЯКІ АСПЕКТИ ФОРМУВАННЯ РЕМОНТНОГО ФОНДУ АРП

© Глобчак М.В., Королевич Л.М., Капуш М.М., 2000

Розглянуто передумови формування ремфонду. Проаналізовано ДТП як фактор поповнення ремфонду АРП.

У сучасних економічних умовах авторемонтне виробництво, яке має свої специфічні особливості, доцільно реалізувати на невеликих АРП з вузькою спеціалізацією. Спеціалізовані підприємства краще і швидше пристосовуються до умов ринкової економіки, яка передбачає конкуренцію, та створюють умови для вдосконалення та покращання якості ремонтних робіт.

Створення спеціалізованого ремонтного підприємства або окремої ділянки на новій території цілком залежить від великої кількості різних чинників, найважливішими із яких є забезпечення ремонтним фондом. Основним джерелом формування ремонтного фонду є наявність в експлуатації значного парку транспортних засобів, що формують планові ремонти. Крім того, вагомою є можливість поповнення кількості ремонтного фонду за рахунок пошкоджень, отриманих внаслідок дорожно-транспортних пригод (ДТП). Переважно кількісний склад парку автомобільного транспорту та його стан є наперед відомі, отже,