

ЕНЕРГЕТИЧНЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 629.341

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2021.95.0.171

ОЦІНКА МОЖЛИВОСТЕЙ НАКОПИЧЕННЯ ЕНЕРГІЇ ПРИВОДОМ
АВТОНАВАНТАЖУВАЧАМіщук Д. О.¹, Міщук Є. О.¹, Балака М. М.¹¹Київський національний університет будівництва і архітектури

Анотація. У процесі роботи автонавантажувача існують періоди його руху, при яких можна накопичувати енергію, зокрема у процесах гальмування та переміщеннях на уклоні. Накопичення та рекуперацію енергії в системі приводу автонавантажувача можна здійснювати за рахунок гідросистеми зі встановленим гідроакумулятором та електроприводом з генерацією енергії в акумуляторі. Для оцінки величини накопичуваної енергії системою навантажувача пропонується дослідити його енерговитрати на циклограмах енерговитрат.

Ключові слова: автонавантажувач, накопичення енергії, рекуперація, енерговитрати.

Вступ

Автонавантажувачі є одними з основних самохідних засобів механізації складів. Для досягнення високих техніко-економічних показників виконання вантажних робіт автонавантажувачами необхідно оптимально проектувати цикл роботи машини та використовувати технічні можливості навантажувача у повній мірі. При виборі навантажувачів керуються масо-геометричними параметрами вантажу, розмірами робочої зони обслуговування та тягово-зчіпними характеристиками машини, проте не звертають увагу на особливості експлуатації машини, зокрема режими розгону та гальмування, під час яких відбувається нераціональне використання енергоресурсів навантажувача. Таким чином, підвищення ефективності роботи автонавантажувача є актуальною задачею інженерії логістичних систем.

Аналіз публікацій

Перспективність застосування енергозберігаючих систем з накопиченням енергії в навантажувачах оцінена в роботах [1, 2], де показано, що значні витрати під час роботи вилкового навантажувача полягають у неефективній витраті палива на привод робочого обладнання.

В роботі [3] проаналізовано гіпотезу про зниження втрат потужності при рекуперації енергії потоку рідини під час роботи робочим обладнанням гідравлічного екскаватора та показано, що приблизно 30 % енергії витрачається неефективно. Автори цього дослідження пропонують математичну модель для гідроелементів приводу екскаватора,

проте заходів щодо підвищення ефективності існуючих систем не запропоновано, а дослідження рушійних систем не виконувалися.

В роботі [4] запропонована гідросистема насосно-акумуляторного енергозберігаючого приводу робочого обладнання навантажувача, проте ефективність такого рішення для різних параметрів навантаження та режимів роботи розглянутої системи не оцінено.

Ефективність застосування рекуперативного гідравлічного приводу підтверджена в машинах для лісотехнічних робіт [5, 6], а в роботі [7] показано можливості зниження витрат енергії в гідроприводі ходової частини трактора на прикладі імітаційної моделі.

Таким чином, з аналізу відомих джерел зрозуміло, що застосування ефекту від рекуперації енергії в машинах із гідроприводом має актуальність, проте відповіді про те, як параметри режимів роботи машини впливають на процес накопичення енергії та межі ефективного застосування таких систем, не відомі.

Мета і постановка завдання

Метою роботи є дослідження механізму накопичення енергії системою гідроприводу фронтального навантажувача під час його переміщення.

Для досягнення поставленої мети необхідно проаналізувати величини витрат енергії рушійною системою навантажувача на різних ділянках шляху.

Виклад основного матеріалу

В автонавантажувачах із гідростатичним приводом є технічний потенціал накопичення

енергії власною гідравлічною об'ємною передачею. На рис. 1 представлено типову схему розподілення потоків енергії приводу автонавантажувача з гідростатичною передачею та встановленим гідроакумулятором.

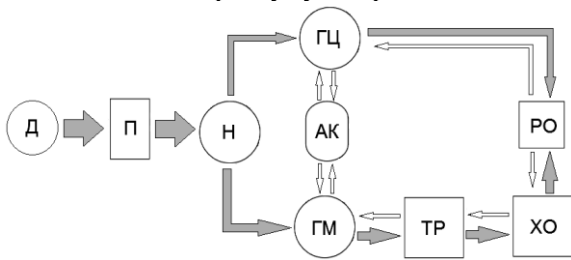


Рис. 1. Схема розподілення потоків енергії в гідромеханічному приводі автонавантажувача: Д – двигун; П – привод насоса; Н – насос; ГМ – гідромотори; ГЦ – гідроциліндри; АК – гідроакумулятор; ТР – трансмісія; ХО – ходове обладнання; РО – робочий орган

Гідроакумулятор у процесі виконання транспортних режимів руху може накопичувати надлишкову енергію, яку під час робочих операцій віддаватиме в систему, тим самим зменшуючи навантаження на основний двигун та знижуючи витрати палива.

Величина накопичуваної енергії буде залежати від маси вантажу, типу навантажувача, технологічних особливостей виконання роботи [8].

В роботі розглядається ефективність застосування гідроакумулятора в гідроприводі автонавантажувача на ділянці траси, яку схематично зображено на рис. 2 і яка складається з двох частин: криволінійної горизонтальної ділянки та прямої похилої під кутом α .

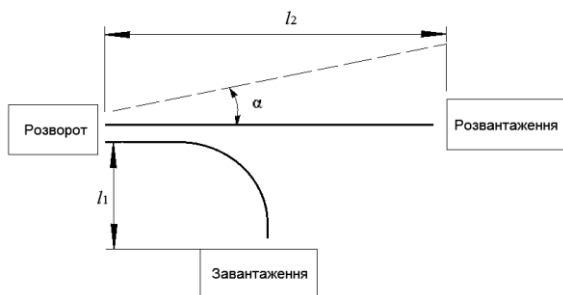


Рис. 2. Схема розміщення пунктів завантаження та розвантаження для автонавантажувача

Технологія роботи навантажувача для зазначеної схеми складатиметься з наступних технологічних переходів:

- 1 – під'їзд із місця розвороту до місця завантаження по прямій криволінійній ділянці;
- 2 – завантаження вантажу масою m_e ;
- 3 – повернення заднім ходом у місце розвороту по прямій криволінійній;
- 4 – під'їзд до місця розвантаження по прямій похилій ділянці під ухил;
- 5 – розвантаження вантажу;
- 6 – маневрування;
- 7 – повернення заднім ходом у місце розвороту.

При розрахунку переміщення автонавантажувача необхідно обов'язково дотримуватися умови тягового балансу на кожній з розглянутих робочих ділянок.

Рівняння тягового балансу для автонавантажувача під час транспортування вантажу виглядає наступним чином [9, 10]:

$$W_{зч} \geq W_T = W_f \pm W_i + W_{кр} \pm W_{ин}, \quad (1)$$

де $W_{зч} = \varphi_c(0,8m_n + m_e)g$ – сила зчеплення пневмоколісного автонавантажувача з дорогою у процесі переміщення вантажу, Н;

$W_T = \frac{N_{дв}}{v} \eta_{заг}$ – сила тяги автонавантажувача, Н;

$W_f = (m_n + m_e)gf$ – сила опору кочення машини під час транспортування, Н;

$W_i = (m_n + m_e)gi$ – сила опору руху під ухил, Н (знак «+» приймається під час руху вгору, а «-» під час руху донизу);

$W_{кр} = f'(m_n + m_e)g \frac{l}{R}$ – сила опору руху на криволінійній ділянці, Н;

$W_{ин} = (m_n + m_e)a_{p(z)}$ – інерційна сила опору руху у процесі переміщення навантажувача, Н (знак «+» приймається під час розгону, а «-» під час гальмування);

m_n – маса навантажувача, кг; m_e – маса вантажу, кг; φ_c – коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою; $N_{дв}$ – номінальна потужність двигуна, Вт; v – установлена швидкість руху машини, м/с;

$\eta_{заг} = \eta_{мех}\eta_z$ – загальний ККД приводу;

$\eta_{мех} = 0,85 \dots 0,9$ – механічний ККД приводу;

$\eta_z = 0,7 \dots 0,85$ – гідравлічний ККД приводу;

f – коефіцієнт опору кочення;

$i = \tan \alpha$ – ухил дороги; α – кут підйому дорожнього покриття;

f' – коефіцієнт зчеплення; l – приведенне плече прикладання сили тертя на площадці опору колеса з ґрунтом

при повороті машини ($l = 0,03 \dots 0,4$ м); R – радіус повороту, м; $g = 9,81$ м/с².

Для попередньої оцінки енергетичного балансу навантажувача та можливості накопичення енергії його системою пересування визначено витрати потужності на кожній з робочих ділянок руху.

На криволінійній ділянці під'їзду навантажувача без вантажу з місця розвороту до місця завантаження та у зворотному напрямку з вантажем корисна потужність, яка витрачається, буде визначатися за наступною формулою [8]:

$$N_k = \frac{v_n \sum_{j=1}^N m_j}{\eta_{заг}} \left(g \left(f + f' \frac{l}{R} \right) \pm a_i \right), \quad (2)$$

де a_i – прискорення пуску або гальмування (при пуску приймається знак «+», а під час гальмування – «-»); v_n – середня швидкість переміщення навантажувача на кожній з ділянок руху; $\sum_{j=1}^N m_j$ – зведена рухома маса

(під час руху без вантажу прийнято масу навантажувача, а під час руху з вантажем – сума мас навантажувача та вантажу).

Прискорення пуску для навантажувача під час руху по горизонтальній поверхні буде:

$$a_{пуск} = \frac{N_{дв} \eta_{заг}}{N \sum_{j=1}^N m_j} - gf. \quad (3)$$

Для прямолінійної ділянки з ухилом корисна потужність, що витрачається на переміщення, порівнюватиме:

$$N_n = \frac{v_n \sum_{j=1}^N m_j}{\eta_{заг}} \left(g(f \pm i) \pm a_i \right), \quad (4)$$

де i – ухил ділянки, який для ділянки під час руху з вантажем прийнято зі знаком «+», а під час руху без вантажу – «-».

Прискорення пуску для навантажувача під час руху по горизонтальній поверхні буде:

$$a_{пуск} = \frac{N_{дв} \eta_{заг}}{N \sum_{j=1}^N m_j} - g(f \pm i). \quad (5)$$

Для визначення прискорення гальмування спочатку необхідно визначити довжину залишкового шляху, який повинен проїхати навантажувач після розгону. Оскільки при переміщенні можливі два типи випадки формування закону переміщення: нормальний закон переміщення, який міститиме ділянку пуску, гальмування і сталого руху; та укорочений закон, що має лише ділянку пуску та гальмування. Для нормального закону переміщення прискорення гальмування можна прийняти рівним прискоренню пуску на даній ділянці [11], а для укороченого – приблизно буде:

$$a_{гальм} = \frac{v_n^2}{2l_2}, \quad (6)$$

де l_2 – довжина ділянки гальмування.

Таке припущення має дискусійний характер і для більш точного результату потребує дослідження на динамічній моделі навантажувача, проте для попередньої оцінки результатів даної роботи може бути прийнято, оскільки воно дозволяє оцінити середні значення даних величин, чого цілком достатньо для інженерного аналізу.

Для ділянок сталого руху прискорення взято $a_i = 0$.

Довжина ділянки гальмування буде визначатися з умови:

$$l_2 = \begin{cases} l_i - l_p, & \text{якщо } l_i - l_p > 0,5l_i; \\ l_p, & \text{якщо } l_i - l_p < 0,5l_i, \end{cases} \quad (7)$$

де l_i – довжина ділянки переміщення навантажувача, м; l_p – довжина ділянки пуску, яку наближено може бути визначено наступною залежністю:

$$l_p = \frac{a_{пуск} t_{пуск}^2}{2} \approx \frac{v_n^2}{2a_{пуск}}. \quad (8)$$

Корисна потужність, що витрачається на піднімання та опускання вантажу автотранспортом:

$$N_k = 1,1 \frac{m_g g v_{нид}}{\eta_{заг}}, \quad (9)$$

де $v_{нид}$ – швидкість підймання (опускання).

Прийнято, що додаткова потужність на маневрування при підйманні та опусканні складає 20 % від загальної, яка витрачається на підйом/опускання вантажу. Оскільки в даній роботі не досліджується можливість рекуперації енергії у процесі підймання та опускання вантажу, то такі витрати не впливатимуть на загальну картину дослідження і будуть однаковими для всіх досліджуваних технологічних процесів руху навантажувача.

Час сталого руху:

$$t_c = \frac{l_i - l_p - l_z}{v_n} \quad (10)$$

Час пуску та гальмування:

$$t_{p(z)} = \frac{v_n}{a_i} \quad (11)$$

Оцінку енергоефективності навантажувача було проведено для наступних параметрів: $l_1 = 7$ м; $l_2 = 12$ м; $m_b = 500; 1000; 2000$ кг; $\alpha = 7^\circ$; $R = 3,1$ м; $m_n = 7800$ кг; $N_{дв} = 56600$ Вт; $\eta_{заг} = 0,595$; $v_{нід} = 0,24$ м/с; $\varphi_c = 0,7$; $f = 0,015$; $f' = 0,6$; $l = 0,4$ м.

Корисна робота, витрачена під час кожного з процесів переміщення автотранспорту, може бути знайдена з виразу:

$$A_i = N_{ki} \Delta t_i, \quad (12)$$

де N_k – корисна потужність, яку необхідно витратити на заданій ділянці руху; Δt – тривалість часу для даної ділянки руху.

В табл. 1–3 представлено результати розрахунків потужності для кожного технологічного процесу переміщення вантажу робочим обладнанням автотранспорту. Отримані значення потужності та корисної роботи зі знаком «-» означають, що на досліджуваній ділянці руху можна здійснювати рекуперацію енергії, тобто навантажувач, виконуючи роботу, генеруватиме енергію в системі.

Критика отриманих результатів

За представленими результатами з табл. 1–3 видно, що під час роботи навантажувача масою 7800 кг за швидкості 0,2 м/с і переміщеної маси вантажу 2000 кг на заданій ділянці шляху можна згенерувати 168,58 кДж енергії; при цьому загальна кількість витраченої енергії складатиме 566,94 кДж, тобто 29 % енергії рекуперується.

Зменшення маси переміщеного вантажу у два рази не призводить до суттєвого підвищення зворотного генерування енергії, а збільшення кількості рекуперації енергії до 35–38 % забезпечується за рахунок зменшення витрат на переміщення.

Таблиця 1 – Циклограма витрат енергії автотранспортом під час переміщення вантажів різної маси за сталих швидкостей переміщення вперед і назад ($v = 0,2$ м/с)

Етап процесу	Режим роботи	$m_g = 2000$ кг				$m_g = 1000$ кг			
		N_k , Вт	Δt , с	Корисна робота		N_k , Вт	Δt , с	Корисна робота	
				A_1 , кДж	A_2 , кДж			A_1 , кДж	A_2 , кДж
1	розгін	58591,3	0,0093	0,55	0,0	58591,3	0,0093	0,55	0,0
	сталий	2377,0	37,594	89,36	0,0	2377,1	37,594	89,36	0,0
	гальм.	-53837,1	0,0093	0,0	-0,502	-53837,1	0,0093	0,0	-0,50
2	підйом	8705,3	5,0	43,53	0,0	4352,67	5,0	21,76	0,0
3	розгін	59101,8	0,0117	0,694	0,0	58846,5	0,011	0,619	0,0
	сталий	2986,5	37,591	112,27	0,0	2681,81	37,593	100,82	0,0
	гальм.	-53128,7	0,0117	0,0	-0,62	-53482,9	0,0105	0,0	-0,56
4	розгін	56600,0	0,0126	0,715	0,0	56600	0,0112	0,64	0,0
	сталий	4452,5	59,987	267,1	0,0	3998,21	59,988	239,84	0,0
	гальм.	-47694,9	0,0126	0,0	-0,602	-48603,6	0,0112	0,0	-0,54
5	опуск.	8705,3	5,0	43,53	0,0	4352,67	5,0	21,76	0,0
6	маневр	1741,1	5,0	8,70	0,0	870,534	5,0	4,35	0,0
7	розгін	56600,0	0,0088	0,49	0,0	56600,00	0,0088	0,49	0,0
	сталий	-2772,3	59,991	0,0	-166,3	-2772,26	59,991	0,0	-166,3
	гальм.	-62144,5	0,0088	0,0	-0,55	-62144,5	0,0088	0,0	-0,548

Таблиця 2 – Циклограма витрат енергії автотранспортом під час переміщення вантажу масою $m_g = 2000$ кг за максимально допустимих швидкостей руху

Етап процесу	Режим роботи	$m_g = 2000$ кг				
		N_k , Вт	Δt , с	Корисна робота		v , м/с
				A_1 , кДж	A_2 , кДж	
1	<i>розгін</i>	59387,8	0,0183	1,088	0	0,28
	<i>сталій</i>	26147,6	2,206	57,69	0	2,2
	<i>гальм.</i>	-26208,5	2,423	0	-63,52	2,2
2	<i>підйом</i>	8705,34	5,0	43,52	0	0,24
3	<i>розгін</i>	59477,1	0,0155	0,925	0	0,23
	<i>сталій</i>	29865,6	2,4873	74,285	0	2,0
	<i>гальм.</i>	-21887,1	2,546	0	-55,73	2,0
4	<i>розгін</i>	56600	1,597	90,387	0	1,5
	<i>сталій</i>	33394,1	6,403	213,82	0	1,5
	<i>гальм.</i>	10188,2	1,5969	16,27	0	1,5
5	<i>опуск.</i>	8705,34	5,0	43,53	0	0,24
6	<i>маневр</i>	1741,07	5,0	8,705	0	0,24
7	<i>розгін</i>	56600	0,622	35,197	0	2,0
	<i>сталій</i>	-27722,6	5,38	0	-149,1	2,0
	<i>гальм.</i>	-112045	0,622	0	-69,67	2,0

Таблиця 3 – Циклограма витрат енергії автотранспортом під час переміщення вантажу масою $m_g = 500$ кг за максимально допустимих швидкостей руху

Етап процесу	Режим роботи	$m_g = 500$ кг				
		N_k , Вт	Δt , с	Корисна робота		v , м/с
				A_1 , кДж	A_2 , кДж	
1	<i>розгін</i>	59387,8	0,0183	1,088	0	0,28
	<i>сталій</i>	26147,6	2,206	57,698	0	2,2
	<i>гальм.</i>	-26208,5	2,423	0	-63,52	2,2
2	<i>підйом</i>	2176,34	5,0	10,881	0	0,24
3	<i>розгін</i>	59354,6	0,0168	0,998	0	0,26
	<i>сталій</i>	32882,6	1,053	34,627	0	2,3
	<i>гальм.</i>	-18380,4	3,679	0	-67,62	2,3
4	<i>розгін</i>	56600	1,994	112,89	0	1,8
	<i>сталій</i>	33939,3	4,672	158,57	0	1,8
	<i>гальм.</i>	11278,6	1,994	22,495	0	1,8
5	<i>опуск.</i>	2176,34	5,0	10,881	0	0,24
6	<i>маневр</i>	435,267	5,0	2,176	0	0,24
7	<i>розгін</i>	56600	0,622	35,197	0	2,0
	<i>сталій</i>	-27722,6	5,38	0	-149,1	2,0
	<i>гальм.</i>	-112045	0,622	0	-69,67	2,0

За умов рівномірного переміщення навантажувача зі швидкістю 0,2 м/с, яку було взято за базову для подальших порівнянь, тривалість циклу роботи машини на заданій ділянці складає 210,25 с. Таким чином, за даний цикл розглянута система зможе накопичити енергію лише для генерації 0,8 кВт потужності.

В табл. 2 та 3 показано результати розрахунку енерговитрат навантажувача при його критичних швидкостях переміщення, які було визначено з умови максимального використання потужності й тягової здатності двигуна зазначеного навантажувача. Для кожної ділянки переміщення було розраховано максимальний опір переміщення за ви-

разом (1) та визначено допустиму швидкість, яка реалізується двигуном за даного опору переміщення, зокрема максимальна потужність завжди буде реалізована під час розгону машини, що пояснюється тим, що в даний період виникатимуть значні прискорення пуску, а отже й додаткові динамічні навантаження.

Під час роботи на критичних швидкостях, як видно з результатів у табл. 2 та 3, значно підвищується кількість енергії віддачі. Так, при переміщенні вантажу 2000 кг навантажувач на заданих ділянках шляху здатний сумарно накопичувати 338 кДж при витратах 585,4 кДж, що у відсотках складає 57,7 % рекуперованої енергії. Зменшення навантаження в 3 рази підвищує даний показник до 78 %. Робота на високих швидкостях також зменшує час циклу машини, що дозволяє в результаті реалізувати до 8 кВт рекуперації потужності в такому режимі.

Аналіз результатів також показує, що під час роботи на малих швидкостях руху у сталому режимі переміщення, який в такому випадку буде домінуючим у часі, витратиться значно менше потужності від номінальної і складатиме 2,3–4,5 кВт проти 26–34 кВт для режиму із граничною швидкістю.

Висновки

Представлено результати дослідження енерговитрат автонавантажувачем на основі циклограм його роботи, які показали можливості накопичення енергії енергосистемою навантажувача. Зокрема у процесі переміщення вантажів навантажувачем масою 7800 кг можна виконати рекуперацію від 30 до 70 % енергії.

На формування зворотної віддачі енергії системою навантажувача у процесі його гальмування впливає масова характеристика системи, швидкість переміщення, характеристики дорожнього покриття. Збільшення робочих швидкостей позитивно впливатиме на економію енерговитрат у системах з акумулюванням енергії.

В подальшому необхідно дослідити динаміку системи переміщення навантажувача на його динамічній моделі.

Література

1. Карпенко, М. М., Пелевин Л. Е., Богдявичус М. Перспектива использования гидравлического энергосберегающего привода. *Технико-технологические проблемы сервиса*. 2017. №3(41). С. 7–12.

2. Abdulhameed Al., Husam D., Weiss J., Yoon S. W. Evaluation of different forklift battery systems using statistical analysis and discrete event simulation. *Industrial and Systems Engineering*. 2017. Conference at Pittsburgh, PA, USA.
3. Кузнецова, В. Н., Савинкин В. В. Анализ эффективности гидросистемы одноковшового экскаватора при рекуперации энергии потока рабочей жидкости. *Вестник СибАДИ*. 2014. №5(39). С. 21–28.
4. Попиков П. И., Обоянцев Д. В., Меняйлов К. А. Эффективность применения рекуперативного привода на лесных машинах. *Лесотехнический журнал*. 2012. №3. С. 95–98.
5. Тарасов Е. А. Сравнительная оценка эффективности рекуперативных систем лесного почвообрабатывающего агрегата. *Лесной вестник*. 2007. №4. С. 107–110.
6. Тарасов Е. А. Исследование эффективности рекуперативных элементов ходовой части трактора с помощью имитационной динамической модели. *Лесной журнал*. 2009. №2. С. 62–67.
7. Щемелев А. М., Бужинский А. Д. Насосно-аккумуляторный энергосберегающий гидропривод рабочего оборудования погрузчика. *Вестник Берорустко-Российского университета*. 2009. №4(25). С. 56–59.
8. Conte M., Genovese A., Ortenzi F., Vellucci F. Hybrid battery-supercapacitor storage for an electric forklift: A life-cycle cost assessment. *Journal of Applied Electrochemistry*. 2014. 44. P. 1–10. 10.1007/s10800-014-0669-z.
9. Баловнев В. И. Определение оптимальных параметров и выбор дорожно-строительных машин методом анализа четвертой координаты. М.: МАДИ. 2014. 180 с.
10. Бондарев В. С., Дубинець О. І., Колісник М. П. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підймальних і транспортувальних машин. К.: Вища шк. 2009. 734 с.
11. Ловейкін В.С., Міщук Д.О. Оптимізація зміни вильоту маніпулятора з гідроприводом: монографія. К.:ЦП КОМПРИНТ. 2013. 206 с.

References

1. Karpenko M. M., Pelevin L. E., Bogdiavichus M. (2017). The prospect of using a hydraulic energy-saving drive. *Technical and technological problems of service*, Nr.3(41), 7-12.
2. Abdulhameed Al., Husam D., Weiss J., Yoon S. W. (2017). Evaluation of Different Forklift Battery Systems Using Statistical Analysis and Discrete Event Simulation. *Industrial and Systems Engineering*. Conference at Pittsburgh, PA, USA.
3. Kuznetsova V. N., Savinkin V. V. (2014). Analysis of the efficiency of the hydraulic system of a single-bucket excavator in the recuperation of the energy of the flow of the working fluid. *SibADI Bulletin*, Nr.5(39), 21-28.

4. Popikov P. I., Oboiantsev D. V., Menailov K. A. (2012). Efficiency of the regenerative drive on forestry machines. *Forestry journal*, Nr.3, 95-98.
5. Tarasov E. A. (2007). Comparative assessment of the efficiency of recuperative systems of forest cultivation equipment. *Forest Bulletin*. Nr.4, 107–110.
6. Tarasov E. A. (2009). Study of the efficiency of recuperative elements of the tractor undercarriage using a simulation dynamic model. *Forest Journal*, Nr.2, 62–67.
7. Shchemelev A. M., Buzhinskii A. D. (2009). The pump-accumulator energy-saving hydraulic drive of the working equipment of the loader. *Bulletin of Berorustko-Russian University*. Nr.4(25), 56–59.
8. Conte M., Genovese A., Ortenzi F., Vellucci F. (2014). Hybrid battery-supercapacitor storage for an electric forklift: A life-cycle cost assessment. *Journal of Applied Electrochemistry*. 44. 1-10. 10.1007/s10800-014-0669-z.
9. Balovnev V. I. (2014). Determination of optimal parameters and selection of road-building machines by the method of analysis of the fourth coordinate. Moscow, MADI. 180.
10. Bondar V. S., Dubinets O. I., Kolisnik M. P. (2009). Lifting and transporting machines: Calculations of lifting and transporting machines. Kyiv. High School. 734.
11. Loveykin V. S., Mishchuk D. A. (2013). Optimization of change of departure of the manipulator with the hydraulic drive: monograph. Kyiv, CP KOMPRINT. 206.

Міщук Дмитро Олександрович¹, к.т.н., доц. каф. будівельних машин, mischuk.do@knuba.edu.ua,

Міщук Євген Олександрович¹, к.т.н., доц. каф. машин і обладнання технологічних процесів, mischuk.ieo@knuba.edu.ua,

Балака Максим Миколайович¹, к.т.н., доц. каф. будівельних машин, balaka.mm@knuba.edu.ua,

¹Київський національний університет будівництва і архітектури, 03037, Україна, м. Київ, просп. Повітрофлотський, 31.

Evaluating the energy storage capabilities of forklift actuator

Abstract. Problem. Energy saving in construction and logistics is a topical and open issue today. Fork-

lifts are one of the main self-propelled means of mechanization of warehouses, in which the effect of energy recovery can be applied. This is due to the peculiarity of such systems that operate in overlocking and braking modes. The purpose of this work is to study the energy consumption in the drive system of the loader based on the analysis of the sequence diagram of its operation for given sections of movement. **Methodology.** The equation of traction balance of a wheeled machine is used to estimate energy consumption at given sections of the load movement. Determination of the kinematic parameters of the loader system with the load is determined from the condition of maximum traction. **Results.** The mass characteristics of the system, speed of movement, characteristics of the road surface contribute to the formation of the energy return by the system of the loader in the process of its braking. Increasing operating speeds will have a positive effect on energy savings in energy storage systems. Analysis of energy consumption during the operation of the loader shows that in the process of its operation you can effectively store from 30 to 70% of energy. **Originality.** This study uses an engineering assessment approach that will be useful for practical applications in the design of such systems. **Practical value.** In this study, the sequence diagram of the energy consumption of a forklift when working with loads of 2000 kg, 1000 kg and 500 kg is essential. The sequence diagram method is simple and can therefore be easily implemented in forklift control systems to enable energy recovery systems.

Key words: forklift, energy storage, recuperation, energy consumption.

Mishchuk Dmitriy¹, PhD, Assoc. Prof. Construction Machines Department, mischuk.do@knuba.edu.ua,

Mishchuk Evgeniy¹, Ph.D., Assoc. Prof. machines and equipment of technological processes Department, mischuk.ieo@knuba.edu.ua,

Balaka Maxim¹, Ph.D., Assoc. Prof. Construction Machines Department balaka.mm@knuba.edu.ua,

¹Kyiv National University of Construction and Architecture, 03037, Ukraine, Kyiv, Povitroflotsky prosp., 31.