



УДК 621.869.447.064

М.М. Крюков, д-р техн. наук, професор Київського університету економіки і технологій транспорту,

І.В. Русан, канд. техн. наук, доцент КНУБА

Г.О. Аржаєв, Миколаївський будівельний коледж,

Д.О. Малишев, Миколаївський будівельний коледж

СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДА ВИШТОВХУВАЧА В КОВШАХ ФРОНТАЛЬНИХ НАВАНТАЖУВАЧІВ З ПРИМУСОВИМ РОЗВАНТАЖЕННЯМ

У відповідності з галузевим стандартом ОСТ 22-1694-89 в 14 основних змінних землерийно-навантажувальних, вантажопідйомних і снігоочисних робочих органів фронтальних навантажувачів для типорозмірів від ПК(ПГ)-3 до ПК(ПГ)-6* передбачена обов'язкова їх комплектація ковшами з примусовим розвантаженням (КПР) [1]. Це обумовлено тим, що ефективність застосування навантажувачів зі звичайними ковшами зменшується при розробці та перевантаженні перезволожених і липких матеріалів [2].

Аналіз робіт [3, 4, 5] вказує на те, що на сьогодні відсутня інженерна методика розрахунку основних параметрів КПР навантажувачів. Для більш прогресивних технічних рішень КПР навантажувачів [6, 7] методика їх розрахунку, на думку авторів, може бути зведена до силового розрахунку привода виштовхувача.

Враховуючи, що головним параметром фронтального навантажувача у відповідності зі стандартом ГОСТ 27721-88 є його номінальна вантажопідйомність – Q (т) встановимо, на основі отриманих в [8] результатах, взаємозв'язок між Q та відстанню від центра шарніра кріплення ковша до його ріжучої кромки – R_0 (рис. 1).

Таблиця 1. Результати розрахунків параметра R_0 КПР для фронтальних навантажувачів [8]

Марка навантажувача	пневмоколісних						
	ДЗ-133*	ДЗ-160*	ТО-30	ТО-18А	ТО-28	ТО-27-2	ТО-21-1А
Q , т	0,75**	1	2	3	4	7,3***	15
R_0 , м	0,610	0,710	0,835	0,970	1,110	1,365	1,655
				0,995	1,070		
				0,374	0,403		
Марка навантажувача	гусеничних						
	ТО-7А	ТО-20	ТО-10А	ТО-5	ТО-24		
Q , т	2	3	4	5	10		
R_0 , м	0,885	1,015	1,050	1,150	1,470		

На основі табл. 1 на рисунку 2 графічно наведені: залежність $R_0 = f(Q)$, та лінеаризована (на ділянці зміни номінальної вантажопідйомності навантажувачів в діапазоні від 3 до 6 т, рекомендованих у відповідності з ОСТ 22-1694-89 для оснащення КПР) залежність виду

* ПК, ПГ – відповідно навантажувачі на колісному і гусеничному ході; цифри у типорозмірі вказують номінальну вантажопідйомність навантажувача в тонах по ISO 5998-78.

**Навісні, відповідно, на тракторах МТЗ-80/82, Т-156 (Т-150К) і К-702

***Величина номінальної вантажопідйомності не передбачена типорозмірним рядом у відповідності з ОСТ 22-1694-89

$$R_0 = v + \chi \cdot Q, \quad (1)$$

де v і χ – постійні коефіцієнти для ковшів навантажувачів типорозмірів від ПК(ПГ)-3 до ПК(ПГ)-6.

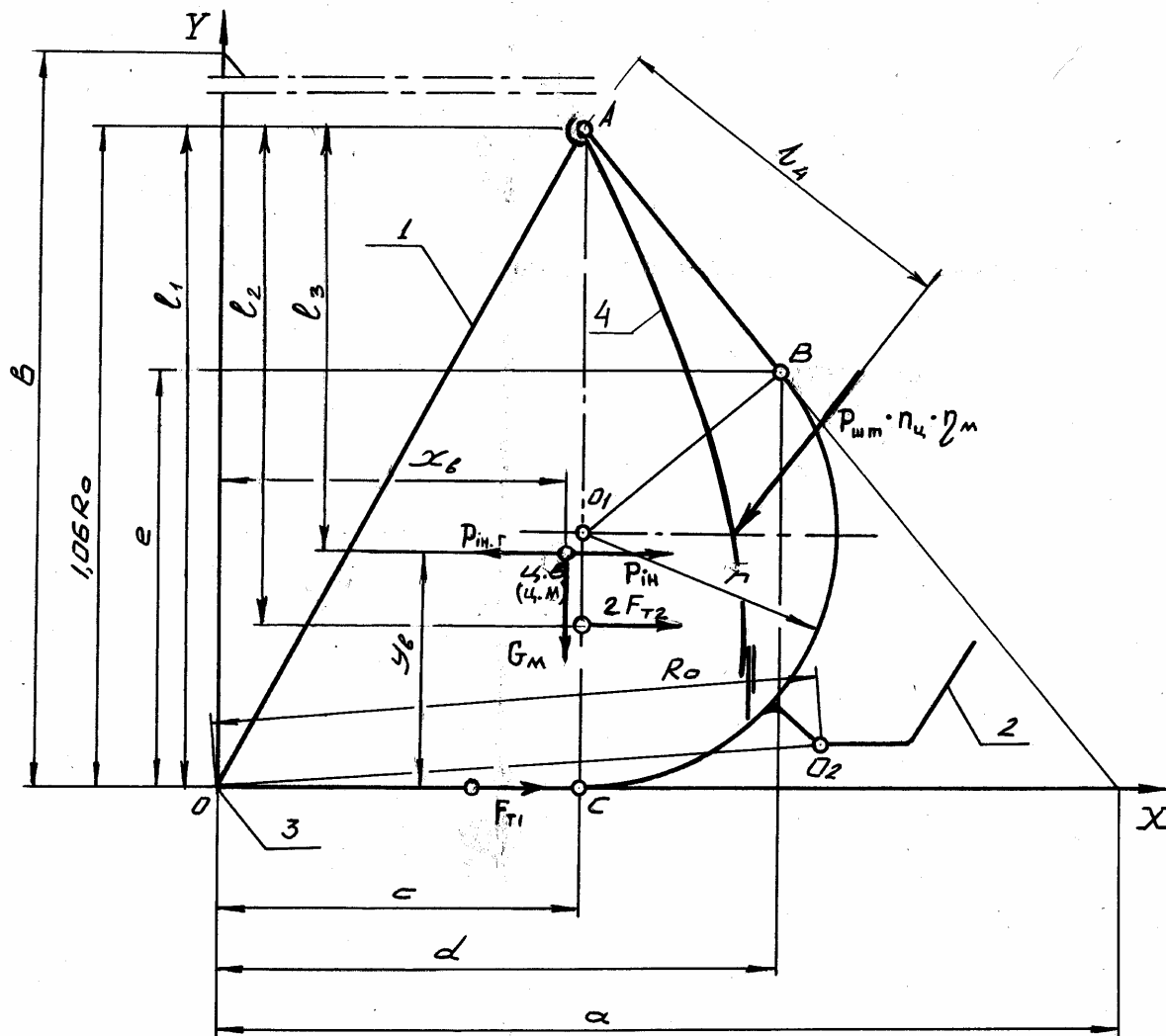


Рис. 1 Розрахункова схема до визначення зусилля на штоку гідро циліндра виштовхувача:

- 1 – корпус ковша; 2 – стріла робочого обладнання;
- 3 – ріжуча кромка; 4 – виштовхувач

Вказані коефіцієнти визначені методом найменших квадратів і складають відповідно – $v = 0,756$ м і $\chi = 0,079$ м/т при коефіцієнті кореляції $R = 0,95$.

Слід мати на увазі, що для геометрично подібних ковшів відношення $\sigma = S/R_0^2$, $\tau = E_1/R_0^3$, $\xi = P_E/R_0$, $\Delta = x_b/R_0$ і $\lambda = y_b/R_0$ є постійними величинами і визначаються $\sigma = 0,605$, $\tau = 0,45$, $\xi = 0,28$, $\Delta = 0,36$ і $\lambda = 0,376$, де за [8] S – площа бокової стінки ковша, m^2 ; E_1 – геометричний фактор активного тиску матеріалу на бокову стінку ковша, m^3 ; P_E – плече дії тиску матеріалу на бокову стінку ковша відносно осі OX ; x_b , y_b – координати центра тяжіння бокової стінки ковша, м.

Виходячи з розрахункової схеми, наведеної на рис. 1, плечі дії сил тертя матеріалу по дніщу ковша F_{T1} і тертя матеріалу по боковій стінці ковша F_{T2} відносно точки A підвіски рухомої стінки до корпусу ковша визначаються відповідно як $l_1 = 1,06R_0$ і $l_2 = (1,06R_0 - \xi \cdot R_0) = 0,78 R_0$.

Тоді, враховуючи зусилля на штоку гідроциліндра

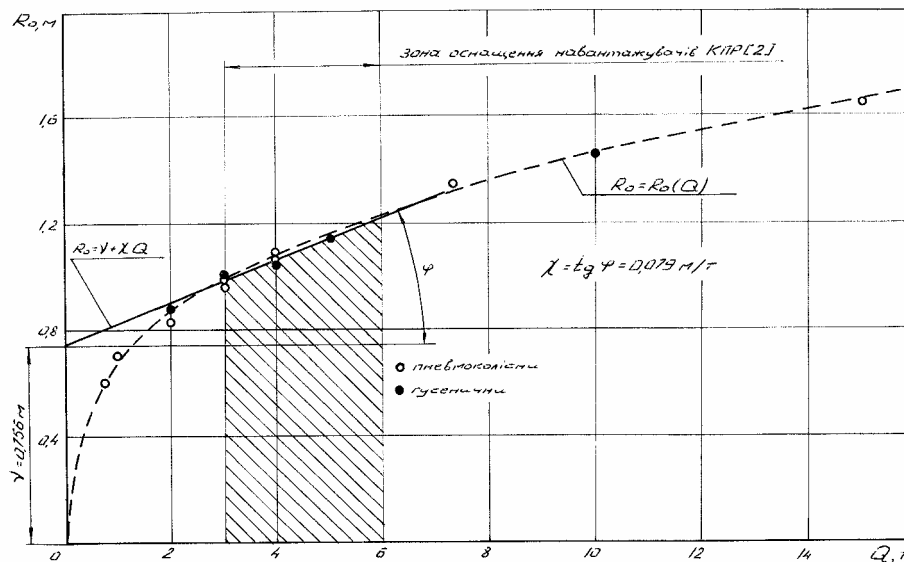
$$P_{шт} = \frac{F_{T1} \cdot l_1 + 2 \cdot F_{T2} \cdot l_2 + P_{ін} \cdot l_3}{n_{ц} \cdot l_4 \cdot \eta_{м}} \quad (2)$$

$$F_{T1} = G_{м} \cdot \mu_1;$$

$$F_{T2} = E_1 t \mu_1;$$

$$t = \frac{\rho_{м} \cdot g}{2k_p} \operatorname{tg}^2 \left(45 - \frac{\varphi_2}{2} \right), \quad (3)$$

де $G_{м}$ – вага матеріалу в ковші, Н; t – питомий силовий фактор активного тиску матеріалу на бокову стінку ковша, Н/м³; $\rho_{м}$ – щільність матеріалу, кг/м³; g – прискорення вільного падіння м/с²; k_p – коефіцієнт розпушення матеріалу; φ_2 – кут внутрішнього тертя матеріалу μ_1 – коефіцієнт тертя матеріалу по сталі; $n_{ц}$ – кількість гідроциліндрів привода рухомої стінки, як правило $n_{ц} = 2$; $\eta_{м}$ – механічний к.к.д. підвіски рухомої стінки, механізму її привода і копіювального пристрою, $\eta_{м} \approx 0,8$; l_1, l_2, l_3, l_4 – плечі дії відповідних сил $F_{T1}, F_{T2}, P_{ін}, P_{шт}$ відносно точки A) та (1), нехтуючи величиною сили інерції матеріалу в ковші $P_{ін}$ і приймаючи з конструктивних міркувань (застосовуючи до навантажувача ТО-11 типорозміру ПК-4 реалізацію технічного рішення по [6]) $l_4 = 0,6R_o$, отримаємо, після відповідних перетворень з врахуванням чисельного значення τ , залежність (2) в такому вигляді:


 Рис. 2. Залежність $R_o = f(Q)$

$$P_{шт} = 1,766 \frac{\mu_1}{n_{ц} \eta_{м}} \left[10^3 Q \cdot g + 0,622 t \cdot (\nu + \chi \cdot Q)^3 \right]. \quad (4)$$

Величини μ_1 і $t = f(\rho_{м}, k_p, \varphi_2)$, що входять до (4), як відомо, залежать від виду, стану і вологості ω матеріалу, при цьому вологість є найбільш суттєвим фактором, який визначає кути φ_1, φ_2 та, відповідно, коефіцієнти зовнішнього – $\mu_1 = \operatorname{tg} \varphi_1$ і внутрішнього – $\mu_2 = \operatorname{tg} \varphi_2$ тертя матеріалу. Так, наприклад, при збільшенні вологості суглинка з 8 до 19% μ_2 зменшується від 0,72 до 0,33, тобто більше ніж у два рази [9]. Слід мати також на увазі, що між μ_1 і μ_2 має місце залежність

$$\mu_1 \approx 0,75 \mu_2.$$

Аналіз функції (4) вказує на те, що вона є монотонно зростаючою при збільшенні φ_2 . А тому, враховуючи, що навантажувач обладнаний КІПР, значний час буде працювати і з сухими матеріалами для яких $\varphi_{2с} > \varphi_{2в}$ (відповідно кути внутрішнього тертя сухого і вологого матеріалів), розрахунок $P_{шт}$ слід проводити для найбільш важких умов ($\omega \rightarrow$

min). В якості "розрахункового матеріалу" слід прийняти глину жирну суху з $\rho_m = 2000 \text{ кг/м}^3$, $k_p = 1,2$, $\varphi_2 = 45^\circ$, а також, з врахуванням виразів (3) і (4), з $t = 1400 \text{ Н/м}^3$ і $\mu_1 = 0,75$.

Маючи на увазі рекомендовані вище чисельні значення μ_1 , $n_{ц}$, η_m , t , ν та χ , після відповідних перетворень, залежність (4) набуде вигляду

$$P_{шт} = \alpha \cdot Q^3 + \beta \cdot Q^2 + \gamma \cdot Q + \delta, \quad (5)$$

де α , β , γ , δ – постійні коефіцієнти для КПР навантажувачів типорозмірів від ПК(ПГ)-3 до ПК(ПГ)-6 ($\alpha = 0,38 \text{ Н/т}^3$, $\beta = 10,86 \text{ Н/т}^2$, $\gamma = 9935 \text{ Н/т}$, $\delta = 330 \text{ Н}$).

В табл. 2 приведені результати розрахунку зусилля на штоку $P_{шт}$ одного з гідроциліндрів привода рухомої стінки виконані з використанням залежності (5). Їх аналіз вказує на те, що між $P_{шт}$ і Q в дійсності має місце наступна лінійна залежність

$$P_{шт} = \delta + p_{шт.п} Q, \quad (6)$$

де $p_{шт.п}$ – питома зусилля на штоку гідроциліндра привода рухомої стінки ($p_{шт.п} \approx 10 \text{ кН/т}$).

Таблиця 2. Зусилля на штоку гідроциліндра рухомої стінки ковша

$Q, \text{ т}$	Складові $P_{шт}$ по (5), Н				$P_{шт}, \text{ Н}$
	$\alpha \cdot Q^3$	$\beta \cdot Q^2$	$\gamma \cdot Q$	δ	
3	10,26	97,74	29805	330	30243
4	24,32	173,76	39740	330	40268
6	82,08	390,96	59610	330	60413

Знаючи номінальний тиск в гідросистемі навантажувача, визначивши по (6)* чи прийнявши з табл. 2 значення $P_{шт}$ та задаючись потрібним ходом штока – $L_{шт.1} \approx 0,7R_o$, підбираємо у відповідності з рекомендаціями галузевого стандарту ОСТ 22-1479-78 [10] гідроциліндри привода рухомої стінки (табл. 3).

Для всіх навантажувачів з $Q = 3 \text{ т}$ і навантажувача ТО-28 розміри $D_{п}$ (діаметр поршня) і $d_{шт}$ (діаметр штока) по розрахунку складають відповідно 63 и 40 мм, але типорозмірний ряд гідроциліндрів по ОСТ 22-1479-79 не передбачає для них хід штоку $L_{шт} = 800 \text{ мм}$, а тому приймається наступний типорозмір гідроциліндру з $D_{п}$ і $d_{шт} – 80$ і 50 мм.

Таблиця 3. Рекомендовані параметри гідроциліндрів привода рухомої стінки навантажувачів, які серійно випускаються і передбачені до випуску в країнах СНД

Номінальна вантажопідйомність і марка навантажувача	$Q = 3 \text{ т}$		$Q = 4 \text{ т}$	
	ТО-20	ТО-18А, ТО-25	ТО-10А, ТО-11	ТО-28
Номінальний тиск в гідросистемі, МПа	10	14	10	16
Зусилля на штоку (штохваюче) – P , кН	50,24	70,34	50,24	70,34
Коефіцієнт запасу по зусиллю на штоку, $K_3 = P/P_{шт}$	1,66	2,33	1,25	1,75
Позначення гідроциліндра*** при $\Psi = 1,25^{**}$	2.10.О.У– 80 × 50 × 800	2.16.О.У– 80 × 50 × 800	2.10.О.У– 80 × 50 × 800	2.16.О.У– 80 × 50 × 800

Примітка: ** 2 – виконання по способу кріплення штоку і корпуса (на провусині з шарнірним підшипником і цапфах на корпусі); 10,16 – номінальний тиск на який розрахований циліндр (МПа); О – гальмівні пристрої відсутні ($v_{шт} < 0,3 \text{ м/с}$); У – помірне кліматичне виконання; 80,50,800 – відповідно діаметри поршня, штока і хода штока (мм).

*** Ψ – відношення площі поршня до площі штока.

Таким чином, враховуючи вищевикладене, по результатам проведених досліджень запропоновано визначення зусилля на штоку гідроциліндра привода рухомої стінки (виштовхувача) ковшів з примусовим розвантаженням через головний параметр

* При використанні залежності (6) величиною δ можна знехтувати через її малочисельність (від 0,55 до 1,1 %) в порівнянні $P_{шт}$.



навантажувачів – номінальної вантажопідйомності Q , з достатньою для інженерних розрахунків точністю.

Кінематичний аналіз механізму привода рухомої стінки ковшів з примусовим розвантаженням навантажувачів і на його основі вибору оптимальних параметрів шарнірно-важільної системи, а також копіювального пристрою (наприклад, по технічному рішенню [6]), є темою подальших досліджень і потребують, на думку авторів, окремого розгляду.

Литература

1. *Забегалов Г.В., Калинин В.С., Стратилов И.К., Ратнер Г.Л., Лапин Б.Я.* Перспективные типы отечественных одноковшовых погрузчиков, бульдозеров и бульдозеров-рыхлителей// Проблемы повышения технического уровня строительных и дорожных машин. – Науч. тр. ВНИИстройдормаш. - 1984. - вып. 100. - С. 63-76.
2. *Васильев А.А., Войнич Л.К., Лапин Б.Я.* Основные направления развития фронтальных погрузчиков//Строит. и дор. машины. - 1983. - №5. - С. 9-11.
3. Строительные машины: Справочник: В 2т. Т.1: Машины для строительства промышленных, гражданских сооружений и дорог/ Раннев А.В., Карелин В.Ф., Жаворонков А.В. и др.; Под общ. ред. Э.Н. Кузина. – 5-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1991. – 496с.
4. *Калинин В.С., Забегалов Г.В.* Анализ и оптимизация конструктивных схем ковшей с принудительной разгрузкой одноковшовых погрузчиков// Рукопись деп. в ЦНИИТЭстроймаш. - 1980. - №240.– 16с.
5. *Базанов А.Ф., Забегалов Г.В.* Самоходные погрузчики. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 408с.
6. А.с. 1153014 СССР, МКИ E02F3/407. Ковш погрузчика/ Аржаев Г.А., Мельников М.М.. – 3654309/29-03; Заявлено 20.10.83; Опубл. 30.04.85, Бюл. №16.
7. А.с. 1271943 СССР, МКИ E02F3/407, 3/40. Ковш погрузчика/ Аржаев Г.А., Куракулов И.Н. – 3913018/29-03; Заявлено 18.06.85; Опубл. 23.11.86, Бюл. №43.
8. *Крюков М.М., Русан І.В., Аржаєв Г.О.* Дослідження параметрів ковшів фронтальних навантажувачів з примусовим розвантаженням.// Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини. – К.: КНУБА. - 2003. - № 61. - С.100–106.
9. Дорожные машины. Часть 1. Машины для земляных работ (теория и расчет)/ Алексеева Т.В., Артемьев К.А., Бромберг А.А. и др. Изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1972. – 504с.
10. *Васильченко В.А.* Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 301с.