

УДК 631.303.7

В.С.Ловейкін, В.П.Кулик

Національний університет біоресурсів і природокористування України

ВПЛИВ РАДІУСА КРИВОШИПІВ НА ЕНЕРГЕТИЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ЗЕРНООЧИСНОЇ МАШИНИ

Досліджено вплив радіуса кривошипів зерноочисної машини на її енергетичні характеристики.

Ключові слова: зерноочисна машина, механізм, амплітуда.

Постановка проблеми. Решітні механізми очистки зерноочисних машин мають в основному однакову технологічну схему з одним або двома решітними станами, ексцентриковим приводом та механізмом очистки решіт [1]. Ці механізми очистки прості за конструкцією, універсальні при очищенні різних зернових культур та надійні в експлуатації. Для таких очисток характерні значні динамічні навантаження на елементи приводного механізму при пуско-гальмівних режимах руху решітних станів [2]. Тому в роботі [3] розроблено конструктивні рішення, які дозволяють зменшити енергетичні витрати під час пуско-гальмівних режимів руху решітних станів, що ґрунтуються на зміні кута зміщення кривошипів один відносно одного. Разом з тим в приводному механізмі решітних станів існують й інші елементи, які впливають на енергетичні показники роботи машини, зокрема це радіус кривошипів. Тому виникає задача визначення величини кута $\Delta\varphi$, при якому нерівномірність руху решітних станів була б найменшою. Радіус кривошипів, що визначає амплітуду коливань решітних станів в зерноочисних машинах для очистки зернових культур, приймають для бобових рівним 0,005-0,006 м, для проса 0,0035-0,0045 м, для гречки 0,012-0,0125 м [4, 5]. В машинах для очистки продуктів, що грудкуються, та малосипучих значення радіуса приймають рівним 0,015-0,018 м [4]. У роботах [1, 4, 5] досліджено вплив величини радіуса кривошипів на режими руху зернової суміші по поверхні решіт, але його вплив на нерівномірність руху приводного валу не досліджувалась. Тому виникає необхідність дослідити вплив величини радіуса кривошипів на режими руху приводного валу зерноочисних машин. Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вперше кінематичний аналіз і оцінка параметрів руху спарених кривошипно-повзунних механізмів, які реалізують рекуперацію енергії зворотно-поступального руху робочих органів, проведені в роботах [1, 6]. Автори [7] здійснили аналіз нерівномірності руху роликової формовочної установки з рекупераційним приводом, яка застосовується для поверхневого ущільнення бетонних сумішей.

Авторами [8] встановлено, що при зміщенні кривошипів один відносно іншого на кут $\Delta\varphi \in (87,148^\circ; 90^\circ]$ передається кінетична енергія від одного решітного стану до іншого при неперервних пуско-гальмівних режимах їх руху практично без втрат. Мета досліджень. Встановити вплив радіуса кривошипів на основі уточненого динамічного аналізу спарених кривошипно-повзунних механізмів, які реалізують рекуперацію енергії зворотно-поступального руху решітних станів на енергетичні показники зерноочисної машини. Основний зміст статті. Рівняння руху приводного механізму та робочих органів зерноочисної машини, зображеної на рис. 1, має такий вигляд [3]:

$$J_{r\delta}(\varphi)\omega\frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{1}{2}\frac{dJ_{r\delta}(\varphi)}{d\varphi}\cdot\omega^2 = M_{aa}\cdot\omega^3 - \left(m_S\frac{\partial y_S}{\partial\varphi} + m_B\frac{\partial y_B}{\partial\varphi} + m_{S1}\frac{\partial y_{S1}}{\partial\varphi} + m_{B1}\frac{\partial y_{B1}}{\partial\varphi}\right)g, \quad (1)$$

де $J_{r\delta}(\varphi)$ – приведений до осі повороту кривошипа момент інерції всієї системи зерноочисної машини, кг·м²; ω – кутова швидкість приводного валу зерноочисної машини, рад/с; M_{aa} – рушійний момент на валу електродвигуна, Н·м; \cdot^3 – передаточне відношення приводного механізму; m_S , m_{S1} – маси шатунів, кг; m_B , m_{B1} – маси решітних станів, кг; y_S , y_{S1} – ординати центрів мас шатунів, м; y_B , y_{B1} – ординати центрів мас решітних станів, м; $g = 9,81$ м/с² – прискорення вільного падіння.

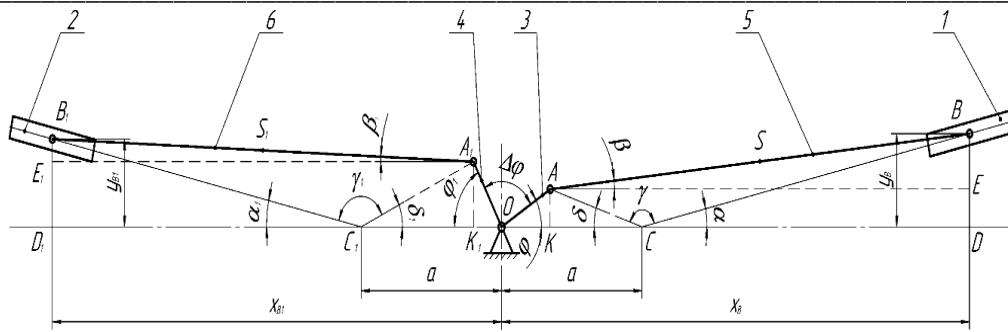


Рис. 1. Кінематична схема привода решітних станів зерноочисних машин:
1, 2 – решітні стани; 3, 4 – кривошипи; 5, 6 – шатуни

Приведений до осі повороту кривошипа момент інерції всієї системи зерноочисної машини та рушійний момент на валу електродвигуна визначаються залежностями [3]:

$$J_{i\delta} = J_p i^2 + J_K + m_S \left[\left(\frac{\partial x_S}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_S}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + m_B \left[\left(\frac{\partial x_B}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_B}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + m_{S1} \times \left[\left(\frac{\partial x_{S1}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_{S1}}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + m_{B1} \left[\left(\frac{\partial x_{B1}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_{B1}}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + J_S \left(\frac{\partial \beta}{\partial \varphi} \right)^2 + J_{S1} \left(\frac{\partial \beta_1}{\partial \varphi} \right)^2; \quad (2)$$

$$M_{\ddot{a}a} = \frac{2M_{\dot{e}\delta}}{\frac{s}{s_e} + \frac{s_e}{s}},$$

де J_p, J_K – моменти інерції, відповідно, ротора електродвигуна і кривошипного вала відносно власних осей обертання, кг·м²; J_S, J_{S1} – моменти інерції шатунів відносно центрів мас, кг·м²; x_S, x_{S1} – абсциси центрів мас шатунів, м; x_B, x_{B1} – абсциси центрів мас решітних станів, м; $M_{\dot{e}\delta}$ – критичний момент на валу електродвигуна, Н·м; $s = 1 - \frac{\omega_i}{\omega_n}$ – ковзання, $s_e = 1 - \frac{\omega_e}{\omega_i}$ – критичне ковзання, ω_n – номінальна кутова швидкість обертання ротора електродвигуна, рад/с; ω_o – синхронна кутова швидкість обертання ротора електродвигуна, рад/с; ω_k – критична кутова швидкість обертання ротора електродвигуна, рад/с.

Використовуючи чисельні методи, зокрема програму Wolfram Mathematica 6.0, з рівняння (1), що являє собою нелінійне диференціальне рівняння, визначаємо кутову швидкість обертання приводного валу зерноочисної машини ω як функцію від кута його повороту φ .

Функція зміни кінетичної енергії зерноочисної машини визначається залежністю:

$$T_i = \frac{1}{2} \omega^2 J_{i\delta}. \quad (4)$$

При цьому середнє значення кінетичної енергії всієї установки за один оберт кривошипа має вигляд:

$$T_{\bar{i}\delta} = \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} T dt, \quad (5)$$

де $t_1 = 2\pi/\omega$ – тривалість руху установки за один оберт кривошипа.

Тоді відхилення екстремального значення T_{ext} кінетичної енергії від її середнього значення $T_{\bar{i}\delta}$ визначається залежністю:

$$\Delta T_{\max} = |T_{ext} - \dot{T}_{\bar{i}\delta}|, \quad (6)$$

а відхилення між її максимальним T_{\max} та мінімальним T_{\min} значеннями можна визначити за допомогою виразу:

$$\Delta T = T_{\max} - T_{\min}. \quad (7)$$

Визначені також відносні значення відхилень кінетичної енергії:

$$\varepsilon_1 = \Delta T / T_{\text{н\ddot{o}}} ; \quad (8)$$

$$\varepsilon_2 = \Delta T_{\text{max}} / T_{\text{н\ddot{o}}} . \quad (9)$$

Вихідними даними для визначення кінетичної енергії зерноочисної машини були такі параметри: момент інерції ротора електродвигуна $J_p = 0,0006 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; момент інерції на кривошипному валу $J_k = 0,0257 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; передаточне відношення приводного механізму $i = 2,4$; маси шатунів $m_S = m_{SI} = 0,02 \text{ кг}$; маси решітних станів $m_B = m_{BI} = 110 \text{ кг}$; моменти інерції шатунів відносно осі обертання $J_S = J_{SI} = 0,000066 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; критичний момент на валу електродвигуна $M_{\text{кр}} = 29,49 \text{ Н}\cdot\text{м}$; довжина шатуна $l = 0,2 \text{ м}$; центр мас шатунів $l_S = 0,5\cdot l$; кут нахилу решітних станів до горизонту $\alpha = 0,14 \text{ рад}$; параметр $a = 0,1 \text{ м}$; синхронна кутова швидкість обертання ротора електродвигуна $\omega_o = 314 \text{ рад/с}$; номінальна кутова швидкість обертання ротора електродвигуна $\omega_n = 298,5 \text{ рад/с}$; критична кутова швидкість обертання ротора електродвигуна $\omega_k = 209 \text{ рад/с}$. Для даної зерноочисної машини з наведеними параметрами проведемо аналіз нерівномірності руху приводного валу зерноочисної машини в залежності від радіуса кривошипів r (рис. 1), для чого візьмемо три кути зміщення кривошипів: $\Delta\varphi = 180^\circ$, $\Delta\varphi = 90^\circ$ та $\Delta\varphi = 98^\circ$, а величину радіуса кривошипів змінюватимемо в межах від 0 до 0,11 м з кроком 0,01 м. Значення параметрів T_{max} , T_{min} , $T_{\text{н\ddot{o}}}$, ΔT_{max} , ΔT , ε_1 та ε_2 зводимо в таблицю 1.

Таблиця 1

Результати розрахунків кінетичної енергії

r	T_{cp}	T_{max}	T_{min}	ΔT_{max}	ΔT	ε_1	ε_2
1	2	3	4	5	6	7	8
$\Delta\varphi = 180^\circ$							
0	62,2223	62,2223	62,2223	0	0	0	0
0,01	77,0559	90,5124	64,1406	13,4565	26,3718	0,34224245	0,174632961
0,02	118,125	159,233	75,7525	42,3725	83,4805	0,706713228	0,358708995
0,03	191,48	247,743	137,797	56,263	109,946	0,574190516	0,293832254
0,04	311,442	372,085	259,938	60,643	112,147	0,360089519	0,194716833
0,05	474,684	537,813	425,114	63,129	112,699	0,237418999	0,132991632
0,06	680,186	745,576	631,587	65,39	113,989	0,167585043	0,096135469
0,07	929,617	997,422	881,529	67,805	115,893	0,124667471	0,07293864
0,08	1226,99	1296,79	1177,44	69,8	119,35	0,097270556	0,056887179
0,09	1577,11	1648,88	1525,33	71,77	123,55	0,078339494	0,045507289
0,1	1986,26	2059,89	1931,77	73,63	128,12	0,064503137	0,037069669
0,11	2456,03	2531,32	2398,01	75,29	133,31	0,054278653	0,030655163
$\Delta\varphi = 90^\circ$							
0	62,2223	62,2223	62,2223	0	0	0	0
0,01	77,3706	80,1295	74,927	2,7589	5,2025	0,067241304	0,035658247
0,02	122,809	135,134	114,405	12,325	20,729	0,168790561	0,100359094
0,03	198,268	223,9	181,188	25,632	42,712	0,215425586	0,129279561
0,04	302,836	340,237	275,379	37,401	64,858	0,214168725	0,12350249
0,05	435,326	480,992	397,585	45,666	83,407	0,191596643	0,104900695
0,06	595,052	646,179	548,27	51,127	97,909	0,164538561	0,085920222
0,07	781,82	836,643	727,396	54,823	109,247	0,13973421	0,070122279
0,08	995,778	1053,2	934,914	60,864	118,286	0,118787521	0,061122057
0,09	1237,43	1296,71	1171,09	66,34	125,62	0,101516853	0,053611113
0,1	1507,61	1568,24	1436,56	71,05	131,68	0,087343544	0,047127573
0,11	1807,33	1873,72	1732,18	75,15	141,54	0,07831442	0,041580674

Продовження таблиці 1

$\Delta\varphi = 98^\circ$							
0	62,2223	62,2223	62,2223	0	0	0	0
0,01	77,3735	78,3862	76,3396	1,0339	2,0466	0,026450917	0,013362456
0,02	122,922	129,37	116,476	6,448	12,894	0,104895788	0,052456029
0,03	198,938	216,09	181,739	17,199	34,351	0,172671888	0,086454071
0,04	305,133	334,674	275,245	29,888	59,429	0,19476425	0,09795073
0,05	441,222	481,423	400,395	40,827	81,028	0,183644515	0,092531651
0,06	607,481	655,915	558,398	49,083	97,517	0,160526831	0,080797589
0,07	804,728	860,174	749,563	55,446	110,611	0,137451412	0,068900299
0,08	1034,23	1097,62	974,587	63,39	123,033	0,118960966	0,061291976
0,09	1297,65	1367,5	1231,91	69,85	135,59	0,104488884	0,053828074
0,1	1597,01	1671,95	1525,67	74,94	146,28	0,09159617	0,046925191
0,11	1934,42	2013,18	1858,12	78,76	155,06	0,080158394	0,040715046

На основі даних таблиці 1 побудовано графіки зміни максимального T_{\max} та мінімального T_{\min} значень кінетичної енергії (рис. 2), а також графіки зміни відносних коефіцієнтів ε_1 і ε_2 (рис. 3) в залежності від радіуса кривошипів.

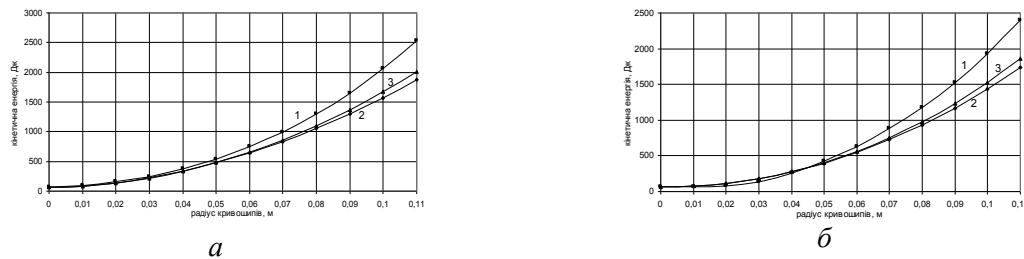


Рис. 2. Графіки зміни максимального – а та мінімального – б значень кінетичної енергії зерноочисної машини в залежності від радіуса кривошипів, в межах від 0 до 0,11 м, при куті зміщення кривошипів 180° – 1, 90° – 2 та 98° – 3

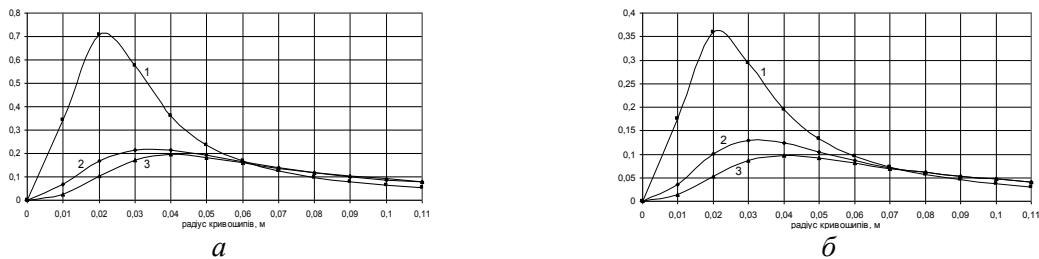


Рис. 3. Графіки зміни відносних коефіцієнтів ε_1 – а та ε_2 – б зерноочисної машини в залежності від радіуса кривошипів, в межах від 0 до 0,11 м, при куті зміщення кривошипів 180° – 1, 90° – 2 та 98° – 3

Проаналізувавши дані (табл. 1) та графіки на рис. 2 і 3, можна зробити висновки, що при $\Delta\varphi = 180^\circ$ величину радіуса кривошипів доцільно приймати в межах 0-0,01 м та більше 0,06 м. На проміжку 0,01-0,06 м спостерігається значне збільшення енергетичних витрат та нерівномірності руху приводного валу решітних станів зерноочисної машини, що приводить до збільшення динамічних навантажень і, як наслідок, зменшується надійність роботи очисної машини. Причому з графіків, зображених на рис. 3 видно, що приводний механізм з кутом зміщення кривошипів 180° (π) має найбільшу нерівномірність руху приводного валу, а механізм, у якого кривошипи зміщені на кут 98° навпаки – найменшу. Разом з тим, для кутів зміщення кривошипів 90° і 98° може використовуватись увесь діапазон зміни радіуса кривошипа в залежності від технологічних потреб.. Тобто проведемо аналіз впливу радіуса кривошипів на енергетичні показники роботи зерноочисної машини з наведеними вище параметрами, для чого візьмемо три кути зміщення кривошипів: $\Delta\varphi = 180^\circ$, $\Delta\varphi = 90^\circ$ та $\Delta\varphi = 98^\circ$, а величину радіуса кривошипів змінюватимемо в межах від 0 до 0,015 м з кроком 0,001 м. Значення параметрів T_{\max} , T_{\min} , $T_{\text{пд}}$, ΔT_{\max} , ΔT , ε_1 та ε_2 зводимо в таблицю 2.

Таблиця 2

Результати розрахунків кінетичної енергії

r	T_{cp}	T_{max}	T_{min}	ΔT_{max}	ΔT	ε_1	ε_2
1	2	3	4	5	6	7	8
$\Delta\varphi = 180^\circ$							
0	62,2223	62,2223	62,2223	0	0	0	0
0,001	62,3737	62,5846	62,231	0,2109	0,3536	0,0056691	0,0033812
0,002	62,8275	63,5156	62,282	0,6881	1,2336	0,0196347	0,0109522
0,003	63,5828	65,0132	62,3699	1,4304	2,6433	0,0415726	0,0224967
0,004	64,6376	67,0719	62,495	2,4343	4,5769	0,0708086	0,0376607
0,005	65,9896	69,6835	62,6584	3,6939	7,0251	0,1064577	0,055977
0,006	67,6352	72,8363	62,8618	5,2011	9,9745	0,147475	0,0768993
0,007	69,5701	76,5152	63,1075	6,9451	13,4077	0,1927222	0,0998288
0,0075	70,6444	78,5462	63,2473	7,9018	15,2989	0,2165621	0,1118532
0,008	71,789	80,705	63,399	8,9125	17,3025	0,2410188	0,1241485
0,009	74,2855	85,373	63,7409	11,0875	21,6321	0,2912022	0,1492552
0,01	77,0524	90,5034	64,1394	13,451	26,364	0,3421568	0,1745695
0,011	80,0815	96,0629	64,6034	15,9814	31,4595	0,3928435	0,1995642
0,012	83,3644	102,018	65,1443	18,6536	36,8737	0,4423195	0,2237598
0,013	86,8923	108,331	65,7778	21,4387	42,5532	0,4897235	0,2467273
0,014	90,657	114,963	66,5252	24,306	48,4378	0,5342974	0,2681095
0,015	94,6518	121,871	67,4147	27,2371	54,4563	0,575333	0,287761
$\Delta\varphi = 90^\circ$							
0	62,2223	62,2223	62,2223	0	0	0	0
0,001	62,3738	62,4153	62,3001	0,0737	0,1152	0,0018469	0,0011816
0,002	62,8281	62,9346	62,6433	0,1848	0,2913	0,0046365	0,0029414
0,003	63,5854	63,8052	63,2516	0,3338	0,5536	0,0087064	0,0052496
0,004	64,6456	65,0327	64,1247	0,5209	0,908	0,0140458	0,0080578
0,005	66,0088	66,622	65,2623	0,7465	1,3597	0,0205988	0,0113091
0,006	67,675	68,5776	66,6646	1,0104	1,913	0,0282675	0,0149302
0,007	69,6442	70,9033	68,3318	1,3124	2,5715	0,0369234	0,0188444
0,0075	70,7425	72,206	69,2649	1,4776	2,9411	0,0415747	0,020887
0,008	71,9166	73,6024	70,2643	1,6858	3,3381	0,0464163	0,023441
0,009	74,492	76,6773	72,4624	2,1853	4,2149	0,0565819	0,029336
0,01	77,3706	80,1295	74,927	2,7589	5,2025	0,0672413	0,0356582
0,011	80,5523	83,9599	77,6586	3,4076	6,3013	0,0782262	0,042303
0,012	84,0371	88,1684	80,6583	4,1313	7,5101	0,0893665	0,0491604
0,013	87,8248	92,7538	83,9268	4,929	8,827	0,1005069	0,0561231
0,014	91,9155	97,7141	87,465	5,7986	10,2491	0,1115057	0,0630862
0,015	96,3089	103,046	91,274	6,7371	11,772	0,1222317	0,069953
$\Delta\varphi = 98^\circ$							
0	62,2223	62,2223	62,2223	0	0	0	0
0,001	62,3738	62,433	62,3151	0,0592	0,1179	0,0018902	0,0009491
0,002	62,828	62,9481	62,7105	0,1201	0,2376	0,0037818	0,0019116
0,003	63,5851	63,7685	63,4077	0,1834	0,3608	0,0056743	0,0028843
0,004	64,6452	64,8951	64,4056	0,2499	0,4895	0,0075721	0,0038657
0,005	66,0082	66,329	65,7034	0,3208	0,6256	0,0094776	0,00486
0,006	67,6744	68,0713	67,3001	0,3969	0,7712	0,0113957	0,0058648
0,007	69,6439	70,1233	69,1858	0,4794	0,9375	0,0134613	0,0068836
0,0075	70,7424	71,266	70,2163	0,5261	1,0497	0,0148383	0,0074368
0,008	71,9168	72,5132	71,3117	0,6051	1,2015	0,0167068	0,0084139
0,009	74,4933	75,2735	73,697	0,7963	1,5765	0,021163	0,0106896
0,01	77,3735	78,3862	76,3396	1,0339	2,0466	0,0264509	0,0133625
0,011	80,5577	81,8537	79,2369	1,3208	2,6168	0,0324835	0,0163957
0,012	84,0461	85,6789	82,3864	1,6597	3,2925	0,0391749	0,0197475
0,013	87,8388	89,8645	85,7859	2,0529	4,0786	0,0464328	0,0233712
0,014	91,936	94,4126	89,4334	2,5026	4,9792	0,0541594	0,0272211
0,015	96,3379	99,3249	93,3275	3,0104	5,9974	0,0622538	0,0312483

На основі даних таблиці 2 побудовано графіки зміни максимального T_{\max} та мінімального T_{\min} значень кінетичної енергії (рис. 4), а також графіки зміни відносних коефіцієнтів ε_1 і ε_2 (рис. 5) в залежності від радіуса кривошипів.

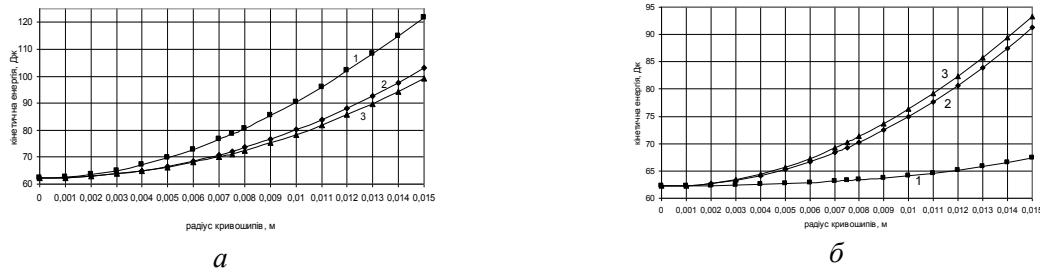


Рис. 4. Графіки зміни максимального – а та мінімального – б значень кінетичної енергії зерноочисної машини в залежності від радіуса кривошипів, в межах від 0 до 0,015м, при куті зміщення кривошипів 180° – 1, 90° – 2 та 98° – 3

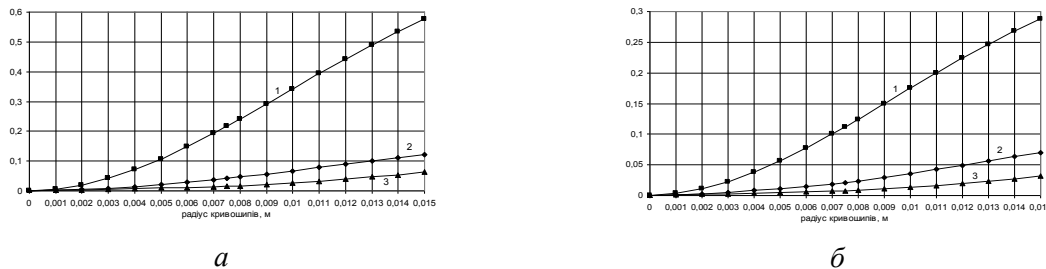


Рис. 5. Графіки зміни відносних коефіцієнтів ε_1 – а та ε_2 – б зерноочисної машини в залежності від радіуса кривошипів, в межах від 0 до 0,015м, при куті зміщення кривошипів 180° – 1, 90° – 2 та 98° – 3

Проаналізувавши дані (таблиця 2) та графіки на рис. 4 і 5, можна зробити висновки, що при куті зміщення кривошипів на 90° та 98° має місце незначне збільшення нерівномірності руху приводного валу, чого не можна сказати про приводний механізм, у якого кривошипи зміщені на кут 180° , де спостерігається збільшення нерівномірності руху в 4-6 разів.

Висновки:

1. В результаті досліджень встановлено, що при куті зміщення кривошипів на 180° використання кривошипів довжиною 0,01-0,04 м приводить до різкого збільшення нерівномірності руху приводного валу. В даному випадку доцільно використовувати кривошипи довжиною 0-0,01 м, або більше 0,06 м.
2. При зміщенні кривошипів на кут 90° та 98° довжину кривошипа можна приймати на всьому проміжку дослідження.

1. Кожуховский И.Е. Зерноочистительные машины. Конструкция, расчет и проектирование. Изд. 2-е перераб. М.: Машиностроение, 1974. – 248 с.
2. Ловейкин В.С. Определение оптимальных режимов движения механизмов грузоподъемных машин // Подъемно-транспортное оборудование. – К.: Техника, 1987. – Вып. 18. – С. 31-35.
3. Ловейкин В.С., Кулик В.П. Динамичний аналіз робочих органів зерноочисних машин з рекуперативним приводом // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Х.: 2009, Вип. 77. – С. 316-323.
4. Соколов А.Я., Машины для очистки и транспорта зерна // М.:, 1957. – 376 с.
5. Гладков Н.Г. Зерноочистительные машины. М.:1961. – 348 с.
6. Ловейкин В.С. Оценка движения механизмов и машин // Подъемно-транспортное оборудование. – К.: Техника, 1989. – Вып. 21. – С. 16-18.
7. Ловейкин В.С., Почка К.І. Аналіз нерівномірності руху роликів формувальної установки з рекуперативним приводом // Підйомно-транспортна техніка. – 2005. – № 4. – С. 19-33.
8. Ловейкин В.С., Човник Ю.В., Кулик В.П. Кінематичний аналіз та оптимізація спарених кривошипно-повзунних механізмів, які реалізують рекуперативну енергію зворотно-поступального руху робочих органів // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Х.: 2009. – Вип. 75. – С. 127-134.