

УДК 629.1.013.82 : 621.828.2.001.5

Г. Узклінгіс, докт. техн. наук; Е. Пуданс

## ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗБІРНОГО ТЯГОВОГО ЛАНЦЮГА З ШАРНІРАМИ ТЕРТЯ КОЧЕННЯ

*Резюме.* Викладено метод визначення геометричних і кінематичних параметрів шарніра кочення розбірного тягового пластинчастого ланцюга. Визначено радіуси кривизни робочих контактних ліній пластин і валиків, отримано залежності побудови траєкторій руху характерних точок валика, що забезпечує кочення контактуючих елементів і розкрито особливості зачеплення шарнірів ланцюга із зубами зірочки. Проведено стендові дослідження порівняльної зносостійкості ланцюга з шарнірами тертя кочення і тертя ковзання.

*Ключові слова:* тяговий ланцюг, шарніри кочення, параметри шарніра кочення, забезпечення кочення, зносостійкість.

G. Uzklingis, E. Pudans

## RESEARCH IN DISMOUNTABLE PLATE CONVEYOR CHAINS WITH ROLLING FRICTION LINKS

*The summary.* The article describes the method of determination of geometrical and kinetic parameters of dismountable plate conveyor chains with rolling friction links. The bend radiuses of the plate and axle contact lines have been stated, correlations for construction of the characteristic points of axle trajectories have been obtained, rolling of the elements has been provided and the peculiarities of mesh revealed. Test bench research in comparative wear resistance of the chain with rolling and sliding friction links has been carried out.

*Key words:* conveyor chain, rolling joints, rolling joint parameters, providing of rolling, wear resistance.

**Постановка проблеми.** Дослідження з підвищення довговічності й надійності шарнірів ланцюгів проводяться в різних напрямках: застосування нових матеріалів, досконалішої технології виготовлення, підвищення чистоти поверхонь, зміцнення деталей шарнірів, поліпшення мастила та ін.

Проте резерви довговічності пластинчастих тягових ланцюгів ще далеко не вичерпані. В результаті наполегливої багаторічної праці багатьох фахівців сучасні конструкції тягових пластинчастих ланцюгів досить відпрацьовані. Все ж принцип побудови їх на основі тертя ковзання залишався незмінним. В усіх стандартних конструкціях тягових ланцюгів (ГОСТ 588-81, ГОСТ 589-85, ГОСТ 12996-79) застосовуються тільки шарніри тертя ковзання. Врахувавши те, що коефіцієнт тертя кочення майже на порядок менше, ніж для тертя ковзання, то проведення досліджень із шарнірами, що забезпечують тертя кочення, є безперечно актуальним завданням.

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** Прогресивним напрямом подальшого розвитку й удосконалення тягових ланцюгів є перехід від тертя ковзання до тертя кочення в їх шарнірах [1], що дозволить значно зменшити зношування ланцюга [2] і підвищити коефіцієнт корисної дії ланцюгової передачі.

Відомі конструкції пластинчастих тягових ланцюгів із шарнірами тертя кочення з двома вкладишами циліндричної форми [3] і з одним валиком [2]. Дослідження приводних зубчастих ланцюгів з шарнірами тертя кочення показало, що вони відрізняються вищою (у 2 ... 20 разів) зносостійкістю [4, 5], втомною [4] і статичною міцністю [6] в порівнянні з ланцюгами, що мають шарніри тертя ковзання. Недоліком ланцюгів з шарнірами тертя кочення є те, що крок ланцюга при повороті ланок не

залишається постійним, а дещо змінюється внаслідок зміщення центрів отвору суміжних пластин [7].

Оскільки тягові ланцюги конвеєрів зазвичай працюють із зірочками, що мають невелике число зубів ( $z \geq 6 \dots 16$ ) і при великому натягові, використання однакової циліндричної форми опорних призм (як у зубчастих приводних ланцюгах) може призвести до значних змін кроку ланцюга, а також до високих контактних напружень при провороті ланок у шарнірі, і, отже, до недостатньої зносостійкості ланцюга.

**Мета роботи.** Розробити теоретичні основи побудови шарніра кочення розбірного пластинчастого тягового ланцюга.

**Постановка завдання дослідження.** У цій роботі передбачалося вивчення таких питань:

- розробити конструкцію розбірного пластинчастого тягового ланцюга з шарнірами тертя кочення;
- теоретично обґрунтувати конструктивні параметри ланцюга;
- дослідити процес кочення деталей шарніра ланцюга;
- дослідити зносостійкість ланцюга.

**Конструкція ланцюга.** Ланцюг двостороннього повороту (рис.1.) складається з пластин 1, з'єднувальних валиків 2. Циліндричний валик 2 ланцюга на своїх кінцях має двосторонні симетрично розташовані увігнуті поглиблення 4 радіусом  $R_2$ . Опукла робоча поверхня 3 пластини виконана радіусом  $R_1$ . При повороті ланок ланцюга робочі поверхні 3 пластин 1 котяться по увігнутих поглибленнях 4 валики.

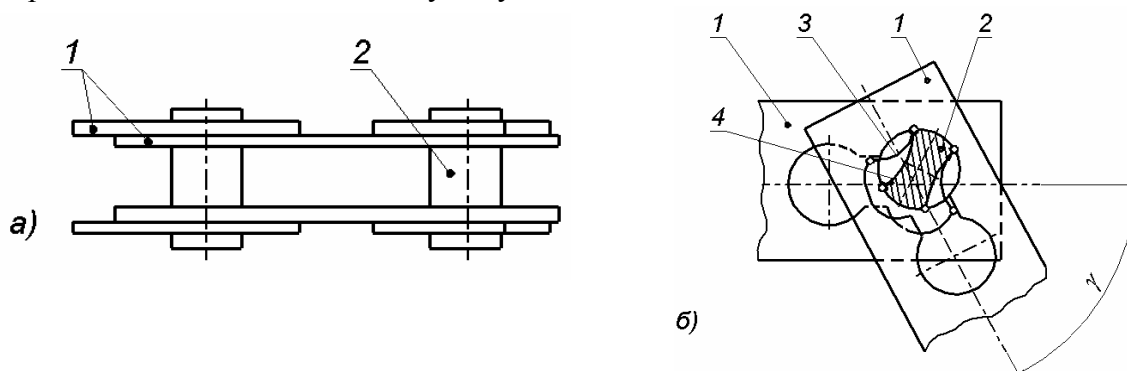


Рисунок 1. Схеми конструкції пластинчастого тягового ланцюга двостороннього повороту (а) та взаємодії шарніра тертя кочення ланцюга з двостороннім поворотом ланок ланцюга (б): 1 – пластина; 2 – валик; 3 – опукла робоча поверхня отвору пластини; 4 – увігнута робоча поверхня валика

**Визначення радіусів  $R_1$  і  $R_2$ .** Початкове положення деталей шарніра показана на рис. 2 (позначення відповідає рис. 1).

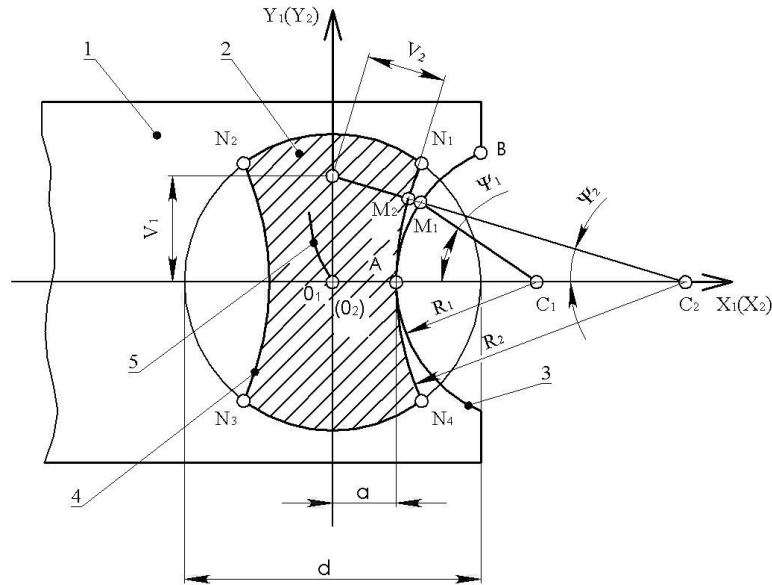


Рисунок 2. Початкове положення деталей шарніра кочення: 1 – пластина; 2 – валик; 3 – опукла робоча поверхня отвору пластини; 4 – увігнута робоча поверхня валика; 5 – траєкторія руху центру валика

Аналітично встановлено

$$R_2 = R_1 \frac{\arccos \left[ 1 - \frac{0,25 d^2 - a^2}{2 R_1 (R_1 + a)} \right]}{\arccos \left[ 1 - \frac{0,25 d^2 - a^2}{2 R_1 (R_1 + a)} \right] - \frac{\pi}{z}}; \quad (1)$$

а радіус пластини  $R_1$

$$R_{1\max} = \frac{-a + \sqrt{a^2 + 2 \frac{0,25 d^2 - a^2}{1 - \cos(\pi/z)}}}{2}, \quad (2)$$

де  $a$  – половина «товщини» валика;  
 $d$  – діаметр циліндричної частини валика;  
 $z$  – число зубів зірочки.

Оскільки знаменник в (1) має бути більший нуля, то  $R_1 < R_{1\max}$  і тоді  $R_2 > R_1$ .

### Координати точки контакту M1

$$X_{M1} = a + R_1 - R_1 \cos \left( \frac{R_2}{R_2 - R_1} \frac{\varphi}{2} \right); \quad (3)$$

$$Y_{M1} = R_1 \sin \left( \frac{R_2}{R_2 - R_1} \frac{\varphi}{2} \right), \quad (4)$$

де  $\varphi$  – кут (в рад.) повороту пластин однієї ланки ланцюга відносно фіксованих пластин суміжної ланки ( $\varphi_{\max} = 2 \pi/z$ ).

Особливістю ланцюгів з шарнірами кочення є те, що крок ланцюга при повороті ланок не залишається постійним, а дещо змінюється. Для можливості аналізу зміни

кроку залежно від величини радіусів  $R_1$  і  $R_2$  виведені рівняння для визначення координат центру  $O_2$  валика

$$x_{0_2} = a + R_1 - (R_1 + v_2) \cos \left( \frac{R_2 - R_1}{2} \cdot \frac{\varphi}{R_2 - R_1} \right) - v_1 \sin \frac{\varphi}{2}; \quad (5)$$

$$y_{0_2} = (R_1 + v_2) \sin \left( \frac{R_2 - R_1}{2} \cdot \frac{\varphi}{R_2 - R_1} \right) - v_1 \cos \frac{\varphi}{2}; \quad (6)$$

Величини  $v_1, v_2, \Psi_1, \Psi_2$  визначимо з рис. 2

$$v_1 = (a + R_2) \operatorname{tg} \left( \frac{R_1}{R_1 - R_2} \cdot \frac{\varphi}{2} \right); \quad (7)$$

$$v_2 = \frac{a + R_2}{\cos \left( \frac{R_1}{R_2 - R_1} \cdot \frac{\varphi}{2} \right)} - R_2; \quad (8)$$

$$\Psi_1 - \Psi_2 = \frac{\varphi}{2}. \quad (9)$$

Зміна кроку ланцюга  $\Delta t = 2 x_{0_2}$ . Координата  $y_{0_2}$  показує зміщення центру валика в поперечному напрямі.

Для побудови формули робочої частини фасонного отвору пластини виведені рівняння для визначення координат траєкторії характерних точок валика осі.

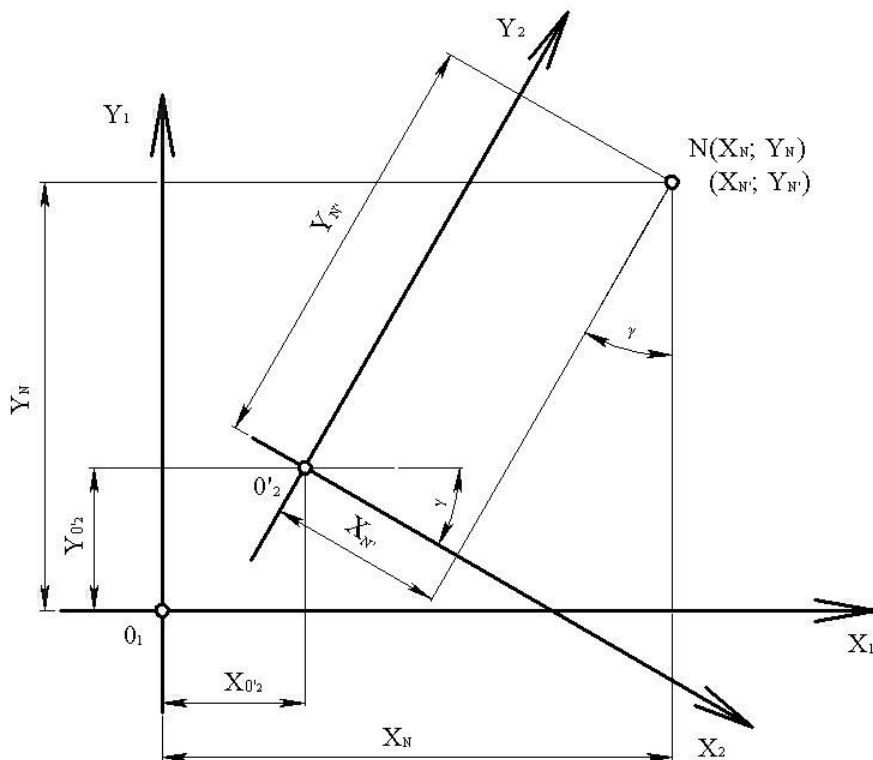


Рисунок 3. До визначення координат траєкторії характерних точок валика

Згідно з рис. 3 отримаємо

$$x_{Ni} = x_{0_2} + x_{N_i'} \cos \gamma + y_{N_i'} \sin \gamma; \quad (10)$$

$$y_{Ni} = y_{0_2^i} - x_{N_1^i} \sin \gamma + y_{N_1^i} \cos \gamma; \quad (11)$$

тут  $i = 1, 2, 3, 4$  (номер точки валика – рис. 2),

де 
$$x_{N1} = \frac{0,25 d^2 + a(a + 2R_1)}{2(a + R_1)}; \quad (12)$$

$$y_{N1} = \sqrt{0,25 d^2 - x_{N1}^2}; \quad (13)$$

$$x_{N_2^i} = -x_{N_1^i}; \quad y_{N_2^i} = y_{N_1^i};$$

$$x_{N_3^i} = -x_{N_1^i}; \quad y_{N_3^i} = -y_{N_1^i};$$

$$x_{N_4^i} = x_{N_1^i}; \quad y_{N_4^i} = -y_{N_1^i}.$$

Для того, щоб опукла робоча поверхня отвору пластини могла вільно котитися по увігнутій робочій поверхні валика, необхідно забезпечити певні зазори між пластиною і валиком (рис.4).

Ми передбачили фіксацію деталей за рахунок сил тертя, а також за рахунок форми фасонного отвору пластини. З цією метою будуються траєкторії 1 і 2 характерних точок валика і по них визначається форма фасонного отвору.

Ми розробили методику розрахунку на міцність геометричних параметрів пластини і валика, а також перевірки контактної міцності спряження валик – пластина.

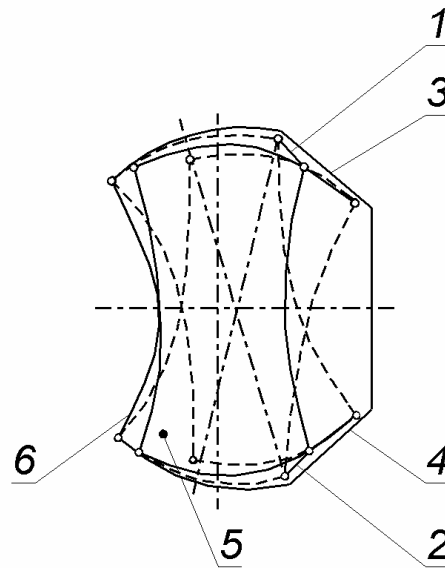


Рисунок 4. Схема побудови фасонного отвору в пластині ланцюга:

1 і 2 – траєкторії руху характерних точок валика; 3 і 4 – «напрявні» валика; 5 – валик; 6 – опукла робоча поверхня отвору пластини

**Процес кочення деталей шарніра** зображено на рис. 5. У показаному проміжному положенні ланка 2 вже знаходиться в зачепленні, а ланка 1 входить у зачеплення. Кінцевий момент входу ланки 1 в зачеплення співпадає з моментом зіткнення валика 9 із зубом 7 зірочок.

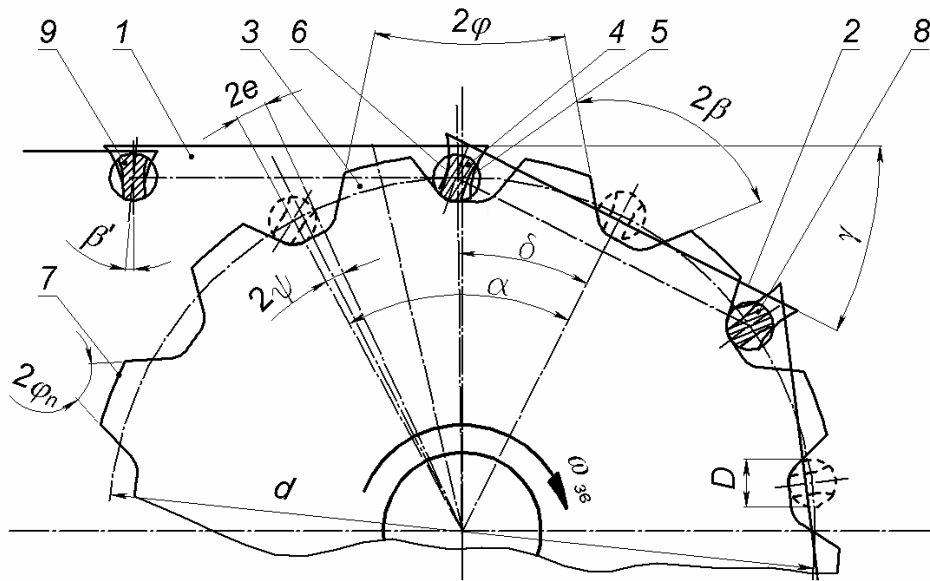


Рисунок 5. Схема розташування ланцюга з шарнірами тертя кочення на двоходовій зірочці: 1 і 2 – ланки ланцюга; 4, 9 і 8 – валики ланцюга; 3 і 7 – зуби зірочки; 6 – опукла робоча поверхня отвору пластини; 5 – увігнута робоча поверхня валика

На валик 4 діють сили розтягу ( $F_1, F_2$ ) дії ланок 1 і 2, а також реакція  $F_N$  від зуба зірочки (рис. 6). Крім того, в шарнірі виникають і сили тертя кочення  $F_{1k}$  і  $F_{2k}$ . При обертанні зірочки напрям дії сил  $F_2$  і  $F_N$  відносно зусилля  $F_1$  безперервно змінюється, внаслідок чого відбувається зміна їх величин. Приймаємо, що при відносному повороті ланок 1 і 2 (кут  $0 \leq \gamma \leq \gamma_{\Sigma}$ ) пластин перекочуються по увігнутим поверхням валика 4, тобто кінці пластин переміщуються радіально, а валик – тільки обертається (ковзає) відносно зуба 3.

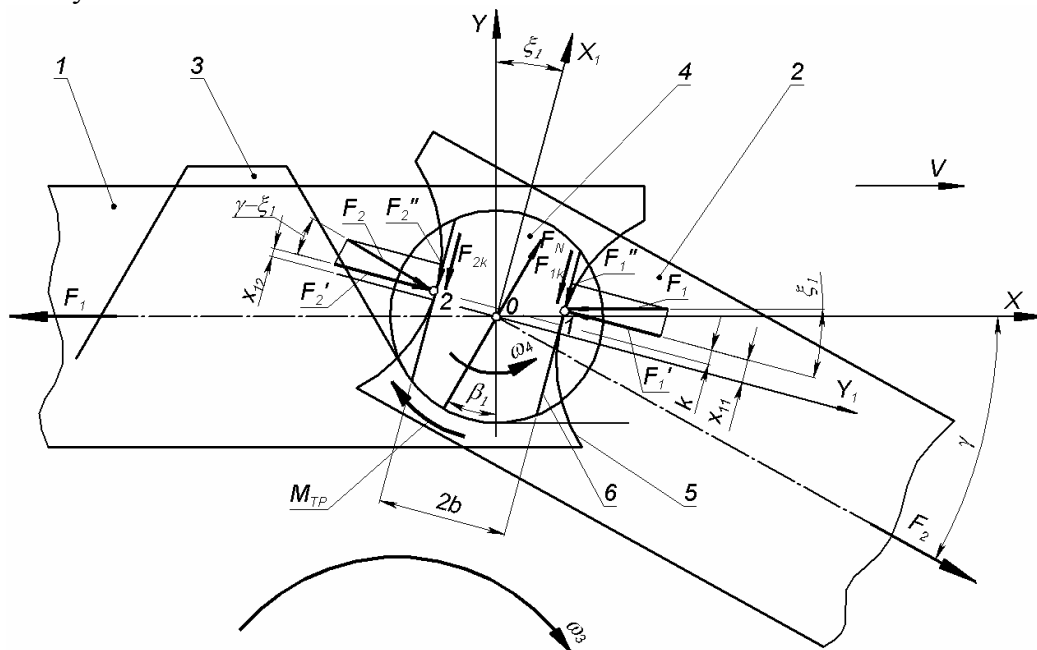


Рисунок 6. Схема сил, що діють на валик ланцюга з шарнірами тертя кочення: 1 і 2 – пластини ланцюга; 3 – зуб зірочки; 4 – валик ланцюга; 5 – опукла робоча поверхня отвору пластини; 6 – увігнута робоча поверхня валика

При обертанні зірочки спільно з «ведучою» ланкою збільшується відносний кут повороту  $\gamma$  ланок 1 і 2. При цьому передні кінці пластин ланки 1 перекочуються по

увігнутій поверхні 6 валика 4, піднімаються; точка 1 прикладання сили  $F_1$  (рис.6) зміщується вгору і, як наслідок, утворюється плече  $k$  тертя кочення між силами  $F_1$  і  $F_2$ . Як тільки момент  $F_{11}$  перевищить момент сил тертя валика об зуб зірочки  $M_{тр}$  і опір від сил тертя в шарнірі, валик 4 почне обертатися у бік обертання зірочки. Зберігаючи плече  $k$ , валик обертається на кут  $0,5 \gamma_{\Sigma}$  при  $\gamma = \gamma_{\Sigma}$ , що співпадає з кінцевим моментом входу ланки 1 в зачеплення. Між валиком 4 і зубом зірочки 3 виникають сили тертя ковзання, а в шарнірі – тертя кочення. Контакт деталей ланцюга не «вільний», а «тангенціально навантажений», оскільки, окрім нормальних зусиль  $F_{11}$  і  $F_{21}$ , діють і дотичні зусилля  $F_{1k}$ ,  $F_{2k}$  і  $F_1''$ ,  $F_2''$  (рис.6). Граничні значення дотичних зусиль визначаються опором ковзання поверхонь пластини і валика.

Сили  $F_{1k} + F_1''$  і  $F_{2k} + F_2''$  не повинні бути більше сил опору тангенціальному зміщенню, тобто більше сил тертя ковзання пластини, яка прокочується по валику. Величина сили тертя залежить від величини коефіцієнта тертя ковзання при заданих умовах роботи ланцюга і нормального навантаження  $F_{11}$  і  $F_{21}$ .

Згідно з позначеннями, прийнятими на рис. 6, умови рівноваги валика 4 ланцюга під дією вказаних сил визначаються такими рівняннями:

$$\begin{cases} \Sigma x_i = 0; F_{2i} \cos \gamma_i + F_{Ni} \sin \beta_1 - F_{1ki} \sin \xi_{i-1} \operatorname{sgn} \dot{x}_{11i} - F_{2ki} \sin \xi_{i-1} \operatorname{sgn} \dot{x}_{12i} - F_1 = 0; \\ \Sigma y_i = 0; F_{2i} \sin \gamma_i - F_{Ni} \cos \beta_1 + F_{1ki} \cos \xi_{i-1} \operatorname{sgn} \dot{x}_{11i} + F_{2ki} \cos \xi_{i-1} \operatorname{sgn} \dot{x}_{12i} = 0; \\ \Sigma M_{oi} = F_{2i} [b \sin (\gamma_i - \xi_{i-1}) - x_{12i} \cos (\gamma_i - \xi_{i-1})] + f F_{Ni} \operatorname{sgn} \xi_{i-1} + \\ + F_1 (x_{11i} \cos \xi_{i-1} - b \sin \xi_{i-1}) - b F_{1ki} \operatorname{sgn} \dot{x}_{11i} + b F_{2ki} \operatorname{sgn} \dot{x}_{12i} = 0, \end{cases} \quad (14)$$

де  $F_{1ki}$  і  $F_{2ki}$  – сили опору коченню;  
 $F_1$  і  $F_{2i}$  – натяг ланок 1 і 2 ланцюга;  
 $F_{Ni}$  – нормальна реакція;  
 $\gamma_i$  – взаємний кут провороту ланок ланцюга;  
 $\beta_1$  – кут напряму нормальної реакції;  
 $\xi_1$  – кут орієнтації локальної координатної системи  $x_1 O y_1$ ;  
 $x_{11}$  і  $x_{12}$  – координати точок контакту пластин і валиків;  
 $b$  – половина ширини «шийки» валика.

Розв'язуючи систему рівнянь (14), знаходимо  $F_2$ ,  $F_N$  і  $\xi_1$  при  $0 \leq \gamma_i \leq \gamma_{\Sigma}$ .

Для розв'язання рівнянь прийняті такі початкові дані:

$\gamma_{\Sigma} = 55,38^\circ$ ;  $\gamma_0 = 28^\circ$ ;  $F_1 = 29,4$  кН;  $D = 18$  мм;  $b = 5$  мм;  $f = 0,235$ ;  $x_{10} = -3$  мм - (координата початкової точки контакту валика і пластини для ланцюга з одностороннім поворотом ланок ланцюга);  $\beta = 23^\circ 20'$ ;  $R = 134,5$  мм;  $n = 14$   $\text{min}^{-1}$ . Ці дані відповідають тяговому ланцюгу з кроком  $t = 125$  мм.

Розрахунки показали, що зусилля розтягу  $F_2$  ланки 2 зменшується з 29,4 до 12,7кН, а реакція  $F_N$  зростає від нуля до 46 кН. Величина сил опору коченню не перевищує 0,05 кН, а значення кута  $\xi_1$  не перевищує  $0,5 \gamma_{\Sigma}$ .

Проковзування пластини по робочій поверхні валика відсутнє, якщо дотримуються умови

$$F_{1k} + F_1 \sin \xi_1 \leq f F_1 \cos \xi_1; \quad (15)$$

$$F_{2k} + F_2 \sin (\gamma - \xi_1) \leq f F_2 \cos (\gamma - \xi_1), \quad (16)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання валика об зуб зірочки.

З метою підвищення надійності тертя кочення в шарнірі ланцюга, ми розробили конструкцію тягового розбірного пластинчатого ланцюга (з одностороннім поворотом ланок) з шарнірами тертя кочення і зачепленням із зубами зірочки за кінці пластин. У цьому випадку шарнір кочення вільний від нормальної реакції  $F_N$  і моменту тертя  $M_{тр}$ .

Ми випробували ланцюг з шарнірами тертя кочення (ЦШТК) з одностороннім поворотом ланок, що має термооброблені валики (HRC 30) і пластини (HRC 42). Для порівняння результатів випробування був прийнятий серійний розбірний пластинчастий ланцюг з шарнірами тертя ковзання (ЦШТС) без термообробки деталей ланцюга. Крок ланцюгів 125 мм. Режими випробувань: швидкість руху ведучої вітки  $V=0,34\text{ м/с}$ , навантаження на робочу вітку  $F=3,5\text{ кН}$ . Випробування проводилось без змащування, при сухому терті. Результати випробування представлені графічно (рис. 7). Порівняльна зносостійкість ланцюга ЦШТК у 5 ... 6 разів вище, ніж ланцюга ЦШТС.

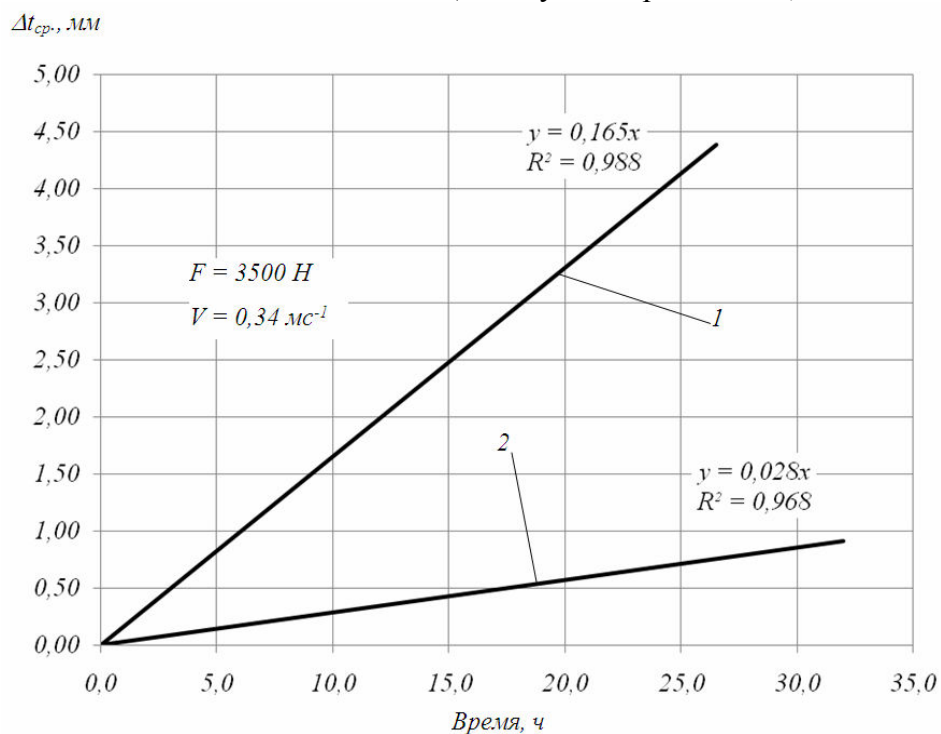


Рисунок 7. Графіки збільшення середнього кроку ланцюгів (випробування без мастила): 1 – серійний ланцюг (ЦШТС); 2 – ланцюг з шарнірами тертя кочення (ЦШТК)

**Висновки.** Розроблено конструкцію розбірного пластинчастого тягового ланцюга з шарнірами тертя кочення в двох варіантах: з двостороннім і одностороннім відносним проворотом ланок ланцюга. Розроблено також теоретичні основи побудови профілів контактуючих поверхонь шарніра кочення розбірного пластинчастого тягового ланцюга. Встановлено, що зносостійкість ланцюга з шарнірами тертя кочення із загартованими валиками (HRC 30) і загартованими пластинами (HRC 42) збільшилася в 5 ... 6 разів у порівнянні з зносостійкістю серійного ланцюга в умовах сухого тертя при навантаженні 3,5 кН і швидкості руху  $0,34\text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$ .

### Список використаної літератури

1. Тененбаум, М.М. Развитие конструкций и анализ износостойкости шарнирных соединений сельскохозяйственных машин в СССР и за рубежом. Сер. Сельскохозяйственные машины [Текст] / М.М. Тененбаум, А.М. Файнлеб. – М.: ЦНИИТЭИ тракторосельмаш, 1973. – 55 с.
2. Узклингис, Г.А. Исследование и усовершенствование цепного устройства навозоуборочного скребкового транспортера: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.06.01; 05.02.02 [Текст] / Гунтар Александрович Узклингис. – М., 1981. – 18 с.
3. Штокман, И.Г. Шарниры качения тяговых цепей многочерпаковых экскаваторов [Текст] / И.Г. Штокман, Г.Т. Липицкий, В.Ф. Угольников //Известия высших учебных заведений. Сер. Горный журнал. – 1958. – №12. – С. 79–86.
4. Николаев, Б.В. Анализ и расчет элементов шарнира качения зубчатой цепи [Текст] / Б.В. Николаев // Известия вузов. Сер. Машиностроение. – 1960. – №8. – С. 87–98.



5. Воробьев, Н.В. Зубчатые цепи и их износостойкость [Текст] / Н.В. Воробьев, Г.А. Глушков // Машиностроитель. – 1964. – №7. – С. 34–35.
6. Воробьев, Н.В. Исследование зубчатых цепей с шарнирами качения [Текст] / Н.В. Воробьев // Новые конструкции, технология и специализация производства цепей. – М.: 1964. – С. 51–65.
7. Воробьев, Н.В. Цепные передачи [Текст] / Н.В. Воробьев. – М.: Машгиз, 1962. – 240 с.

*Отримано 15.12.2011*