

Взявши до уваги, що діючим стандартом ISO 606:1954, NEQ встановлено регламентоване значення моменту провороту $T_p = 6Hm$, що для ланцюгів фірми “Ренольд” в якому $T_{\min} = 5,21Hm$ є ризик отримати певний відсоток зєднань, які не відповідають вимогам стандарту, тобто брак. Імовірність отримання браку τ'_H (в%) за нижньою границею визначається за формулою

$$\tau'_H = \left[0,5 - \Phi \left(\frac{T_p - M(T)}{\sqrt{D(T)}} \right) \right] \cdot 100\%, \quad \text{тут} \quad \Phi \left(\frac{T_p - M(T)}{\sqrt{D(T)}} \right) - \text{функція Лапласа.}$$

Підставивши дані із таблиці 2 отримали $\tau'_H = 3,14\%$, що менше допустимо рівню – 5% ризику, приміненого в масштабуванні.

Аналіз отриманих даних щодо розсіювання величини T досліджуваних ланцюгів показує, що по відношенню до найбільш точного ланцюга фірми “Ренольд” співвідношення полів розсіювання ланцюгів фірми “Регіна”, “Еліте” і “Чайн-Белт” відповідно складає: 1,2; 2,8 і 2,4 разів, а відношення математичних сподівань моменту проворота до регламентованого ISO 606:1954, NEQ значення T_p ланцюгів вище згаданих фірм наступні 1,21; 2,43; 2,60; 2,34.

Таким чином, на основі результатів проведених досліджень можна зробити висновок, що для ланцюгів фірми “Регіна”, “Еліте” і “Чайн-Белт” натяги в пресових зєднаннях значно перевищують натяг для ланцюга фірми “Ренольд”, а для ланцюгів фірми “Еліте” і “Чайн-Белт” величини полів допусків діаметрів спряжуваних поверхонь суттєво більші ніж в ланцюгах фірми “Ренольд” і “Регіна”. Запропонована методика і отримані результати можуть бути використані для оптимізації розмірних параметрів елементів приводних роликів і втулкових ланцюгів.

Література

1. Ланцюги приводні роликові та втулкові. Загальні технічні умови. (ГОСТ 13568-97(ИСО 606-94), ИДТ) ДСТУ ГОСТ 13568: 2006 (ИСО 606-94) ISO 606:1994, NEQ), Київ: Держспоживстандарт України, 2007. – с.22.
2. Цепи приводные роликовые повышенной прочности и точности. Технические условия. ГОСТ 21834-87. Издание официальное. М.: Издательство стандартов, 1988. – с.15.
3. Луців І.В. Вплив орієнтації втулок на міцність пресових з'єднань / І.В. Луців, П.Д. Кривий, П.П. Кривінський // Вісник ТДТУ. – 2009. – Том 14. №2. – с.50-56.
4. Гаскаров Д.В. Малая выборка / Д.В. Гаскаров, В.И. Шаповалов // – М.: Статистика, 1978. – 248с.
5. Башков В.М., Кацев П.Г. Испытание режущего инструмента на стойкость. – М.: Машиностроение, 1985. – 130с.
6. Колкер Я.Д. Математический анализ точности механической обработки деталей. / Я.Д. Колкер // “Техника” – 1979. – с.200.



УДК.621.855

**Степан Дубиняк¹, професор; Ігор Луців¹, професор; Петро Кривінський¹,
Борис Романовський², професор**

¹Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56

²Пензенський технологічний інститут 440605, м. Пенза, пр. Байдукова, д.1а

**ВПЛИВ КУТА ОРІЄНТАЦІЇ СТИКОВОГО ШВА ЗГОРТНИХ ВТУЛОК НА
РІЗНОРОЗМІРНІСТЬ КОНТАКТНИХ КРОКІВ ДВОРЯДНОГО ВТУЛКОВОГО
ЛАНЦЮГА З КРОКОМ 9,525мм.**

Stepan Dubynyak; Ihor Lutsiv; Petro Kryvinsky; Borys Romanovskiy.

EFFECT OF THE ORIENTATION ANGLE OF THE SWING FUSHES BUTT JOINT ON THE DIFERENT-DIMENSION OF THE CONTACT PITCHES OF THE TWIN-BUSH CHAIN WITH 9,525 MM PITCH.

Bashing on the theoretical and experimental investigations, the effect of the orientation angle of the swing eccentric bushes bult joint on the different-dimension of the contact pitches of the twin-bush chain with 9,525 mm pitch, produced in Daugavpils, has been analyzed. Statistical characteristics worthy being applied for the optimization of the plates centre distances have been obtained.

Проаналізовано результати наукових досліджень [1-4] присвячених різнорозмірності контактних кроків приводних роликів і втулкових ланцюгів і в яких, внаслідок конструктивних особливостей та специфіки зношення контактних поверхонь шарнірів, виникає необхідність, після складання, величину контактної кроку внутрішніх ланок забезпечувати дещо більшою від величини контактної кроку зовнішніх ланок.

Встановлено [4], що згорні втулки для дворядного втулкового ланцюга з кроком 9,525мм Даугавпілського виробництва внаслідок особливості технології виготовлення є ексцентричні і з врахуванням цього отримано залежності для визначення величини контактних кроків внутрішніх і зовнішніх ланок ланцюгів з орієнтованими втулками (стикові шви втулок внутрішніх ланок зорієнтовані до середини внутрішніх пластин). Найбільш повно проблема розмірного аналізу контактних кроків приводних ланцюгів надана в роботі [5]. Проте в проаналізованих літературних джерелах не достатньо висвітлено вплив кута орієнтації стикового шва і ексцентриситета згорних втулок на величину контактних кроків і їх різнорозмірність.

Доведено, що на величину різнорозмірності контактних кроків впливають дві складові ланки їх розмірних ланцюгів, величина яких виражається залежністю $\Delta = e \cdot \cos \Theta = 0.5(\Delta_{\max} - \Delta_{\min}) \cdot \cos \Theta$, де e – ексцентриситет втулок ($e = 0.5(\Delta_{\max} - \Delta_{\min})$), $\Delta_{\max}, \Delta_{\min}$ – відповідно максимальні і мінімальні значення діаметрально протилежно розміщених товщин стінок втулок, величини випадкові з нормальним законом розподілу, Θ – кут, що визначає положення стикового шва відповідно поздовжньої осі внутрішньої ланки. Причому у випадку орієнтації стикового шва згорної втулки в таке положення, коли стиковий шов лівої втулки внутрішньої ланки визначається кутом $\Theta_l = 0$, а правої – відповідно $\Theta_{np} = \pi$, то математичне сподівання контактної кроку зовнішніх ланок збільшується на величину $2\bar{e}$, тобто $\Delta \bar{t}_n = 2\bar{e}$, де \bar{e} – середнє значення ексцентриситету втулки. Математичне сподівання контактної кроку внутрішніх ланок зменшується на величину $\Delta \bar{t}_b = 2\bar{e}_1$, де \bar{e}_1 – середнє значення ексцентриситету, який утворився при запресуванні втулок в отвори пластин в результаті різної радіальної деформації кінців втулки в зоні стикового шва і діаметрально протилежно розміщеній зоні. З врахуванням вище поданого різнорозмірність контактних кроків зовнішніх і внутрішніх ланок зростає на величину $\Delta H_p = 2(\bar{e} + \bar{e}_1)$.

При фіксованих значеннях Θ вплив орієнтації стикового шва втулок на приріст різнорозмірності визначають залежністю

$$\Delta H_p = 2[0.5(\Delta_{\max} - \Delta_{\min}) \cdot \cos \Theta + 0.5(y_{\max} - y_{\min}) \cdot \cos \Theta] \quad (1)$$

$$\Delta H_p = [\Delta_{\max} - \Delta_{\min} + y_{\max} - y_{\min}] \cdot \cos \Theta, \quad (2)$$

де y_{\max} і y_{\min} – максимальне і мінімальне відхилення від прямолінійності твірної внутрішньої циліндричної поверхні втулки утворенні внаслідок різної за величиною радіальної деформації кінців втулок при їх запресуванні в отвори пластин.

Проведено експериментальні дослідження впливу кута орієнтації стикового шва втулок на різнорозмірність контактних кроків внутрішніх і зовнішніх ланок. З цією метою були

виготовлені дослідні зразки приводного втулкового дворядного ланцюга з кроком 9,525 з такими значеннями Θ : 0° ; 15° ; 30° ; 60° ; 90° ; і 180°

Обсяг виборки склав $n = 40$ ланок. З використанням оптичного довжиноміра ИЗВ – 21 з точністю 1мкм вимірювали значення контактних кроків. Отримані результати після статичної обробки подані в таблиці 1.

Таблиця 1. Характеристики розподілу контактних кроків і різнорозмірності, при різних значеннях кутах Θ

	Кут Θ°	0	15	30	60	90	180
Середні значення контактних кроків, мм	\bar{t}_6	9,571	9,566	9,543	9,562	9,548	9,509
	\bar{t}_3	9,466	9,476	9,496	9,502	9,527	9,584
Дисперсії $D(t)$, мкм ² середні квадратичні відхилення $\sigma(t)$, мкм	$\frac{D(t_6)}{\sigma(t_6)}$	$\frac{1024}{32}$	$\frac{625}{25}$	$\frac{225}{15}$	$\frac{276}{24}$	$\frac{729}{27}$	$\frac{625}{25}$
	$\frac{D(t_3)}{\sigma(t_3)}$	$\frac{784}{28}$	$\frac{784}{28}$	$\frac{484}{22}$	$\frac{225}{15}$	$\frac{529}{23}$	$\frac{729}{27}$
Середнє значення різнорозмірності, мм	$\bar{H}_p = \bar{t}_6 - \bar{t}_3$	0,105	0,090	0,047	0,060	0,021	0,075
Дисперсії середнє квадратичні відхилення, мкм різнорозмірності, мкм	$\frac{D(H_p)}{\sigma(H_p)}$	$\frac{1808}{42,52}$	$\frac{1409}{37,54}$	$\frac{709}{26,62}$	$\frac{801}{28,30}$	$\frac{1258}{35,47}$	$\frac{1354}{36,79}$

Оцінку суттєвості впливу орієнтації стикового шва згортних втулок при певних фіксованих значеннях кута Θ здійснили використавши критерії Фішера $F = \frac{D_1(H_p)}{D_2(H_p)}$,

причому $D_1(H_p) > D_2(H_p)$ і Стюдента $t_k = \frac{|\bar{H}_{p1} - \bar{H}_{p2}| \cdot \sqrt{n}}{\sqrt{D_1(H_p) + D_2(H_p)}}$ [6]. Порівняння

здійснювали відносно характеристик \bar{t}_b і \bar{t}_3 та $D(t_b)$ і $D(t_3)$ отриманих при значенні $\Theta = 0^\circ$. Значення критеріїв F і t_k подані в таблиці 2.

Таблиця 2. Значення критеріїв Фішера F та Стюдента t_k суттєвості впливу орієнтації втулок в задане положення, що визначається кутом Θ на різнорозмірність контактуючих кроків.

Критерії оцінки суттєвості впливу	Значення F і t_k при співставлені \bar{H}_p і $D(H_p)$ отриманих при різних співвідношеннях Θ				
	$\frac{15^\circ}{0^\circ}$	$\frac{30^\circ}{0^\circ}$	$\frac{60^\circ}{0^\circ}$	$\frac{90^\circ}{0^\circ}$	$\frac{180^\circ}{0^\circ}$
Фішера, за дисперсією - F при $F_t = 1,7$	1,28	2,55	2,26	1,43	1,33

+ - суттєво, - -не суттєво	-	+	+	-	-
Студента, за середнім значенням - t_k при $P(t_k) > 0,9$	0,0016	0,0073	0,0055	0,0096	0,0033
+ - суттєво, - -не суттєво	-	-	-	-	-

Аналіз даних поданих в таблиці 2 показує, що орієнтація стикового шва в задані положення, що визначаються кутами Θ_i на середнє значення різнорозмірності впливає несуттєво.

Суттєвий вплив орієнтації стикового шва втулки на дисперсію розсіювання різнорозмірності при значеннях кута $\Theta = 30^\circ$ і $\Theta = 60^\circ$ пояснюється відхиленням від круглості внутрішньої циліндричної поверхні втулки в цій зоні, як наслідок технологічної спадковості, отриманої при формуванні втулок методом періодичного деформування.

Практична цінність проведених досліджень і отриманих результатів полягає в тому, що їх можна використати для коректування номінальних значень міжцентрових віддалей отворів внутрішніх і зовнішніх пластин і забезпечити оптимальне значення H_p^{opt} методика визначення якого подана в [2].

Література

1. Зубченко І.І. Кінематика і динаміка ланцюгових передач. / І.І. Зубченко, С.А. Дубиняк, В.Е. Рибак // Львів: Вид-во Львівського університету. – 1992. – с.122.
2. Дубиняк С.А. Определение оптимальных соотношений шагов внутренних и наружных звеньев и среднего шага приводных цепей. / С.А. Дубиняк, И.И. Зубченко, И.Д. Дубецкий, Я.Д. Клевс // Вестник машиностроения. – 1976. – №1. – с.35-37.
3. Дубиняк С.А. Рядная разноразмерность и нагрузочная способность двухрядных цепей с ориентированными втулками. / С.А. Дубиняк, П.Д. Кривый, А.В. Куцевич // Вестник машиностроения. – 1984. – №10. – с.14-16.
4. Кривый П.Д.: автореферат диссертации на состояния ученой степени канд. тех. наук.: спец. 05.02.02. “Машинознавство и детали машин” / П.Д. Кривый. – Львов, 1990 – 18 с.
5. Кривый П.Д. Розмірний аналіз точності контактних кроків приводних роликів і втулкових ланцюгів. / П.Д. Кривий, В.В. Лазарюк, П.П. Кривінський, О.Л. Бондаренко, Н.М. Тимошенко // Машинознавство. Львів, – 2008. – №1(127) – с.20-25.
6. Клокер Я.Д. Математический анализ точности механической обработки деталей. / Я.Д. Клокер // “Техника” – 1979. – с.200.



УДК 621.855

Петро Кривий¹ доцент; Андрій Сенік¹; Олександр Бондаренко²

¹ Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна
вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46000

² НВО Краматорський завод ланцюгів “ПРОМТЕХКОНСТРУКЦІЯ”
вул. Леніна, 61, м. Краматорськ, 84333

ЗАГОТОВКА ДЛЯ ЗГОРТНИХ ВТУЛОК ПІДВИЩЕНОЇ ТОЧНОСТІ ФОРМИ

Petro Kryvyy; Andriy Senyk; Oleksander Bondarenko

INCREASED SHAPE ACCURACY FLANK FOR SUING FUSHES