

МАШИНОБУДІВНЕ ОБЛАДНАННЯ

УДК 621.855.4

О.Л. Бондаренко, фін. директор

*Науково-виробниче об'єднання "Промтехконструкція",
м. Краматорськ*

В.Р. Кобельник, асист.

П.Д. Кривий, к.т.н, проф.

П.П. Кривінський, аспір.

А.А. Сеник, інж.

*Тернопільський державний технічний університет
імені Івана Пулюя*

ЗГОРТНА ВТУЛКА ДЛЯ ПРИВОДНИХ РОЛИКОВИХ І ВТУЛКОВИХ ЛАНЦЮГІВ

Запропоновано нову конструкцію згортної втулки з комбінованим стиковим швом, який складається із прямолінійних ділянок, розміщених на краях втулки, та гвинтової ділянки, що знаходиться в середній частині висоти втулки. Така згортна втулка не створює лінійного контакту прямолінійного стикового шва довжиною, яка дорівнює висоті втулки з циліндричною поверхнею валика, забезпечує кращі умови контактування робочих поверхонь шарнірів ланцюга. Отримано залежності для визначення довжини лінійного контакту гвинтової частини стикового шва з циліндричною поверхнею валика.

Вступ. Приводні роликові й втулкові ланцюги (ПРВЛ) використовуються в сотнях тисяч найрізноманітніших машин та механізмів. Виробництво ПРВЛ здійснює цілий ряд відомих світових фірм: Ренольд (Англія); Чайн Белт (США); Седіс (Франція); Регіна (Італія); Цубакі (Японія); Віпперман, Зімаг (ФРН); Комейер (Австрія); ФВ-80 (Швеція); Краснодарський і Тульський заводи приводних ланцюгів (Росія); Даугавпільський завод ланцюгів (Латвія); науково-виробниче підприємство "Промтехконструкція", Дніпропетровський завод ланцюгів (Україна); ЧЗТ (Чехія); Дон-Хуа (Китай) та інші.

На даний час найбільше застосування в ПРВЛ мають згортні втулки із прямолінійним стиковим швом [2, 3]. Річна потреба народногосподарського комплексу України в ПРВЛ складає близько 40 млн. погонних метрів. Тільки на виготовлення згортних втулок для такої кількості ПРВЛ потрібно десятки тисяч тонн високоякісного прокату. Підвищення зносостійкості згортних втулок за рахунок

удосконалення їх конструкції і шарнірів ПРВЛ забезпечить збільшення терміну служби ланцюгів та зменшення витрат дорогого прокату.

У процесі складання внутрішніх ланок ПРВЛ стикові шви згортних втулок на проміжку $0-2\pi$ займають довільні кутові положення відносно напрямку зусилля, яке передається робочою віткою ланцюгової передачі, і відносно вектора швидкості руху цієї вітки. Ці положення стикових швів визначаються відповідними кутами φ_i , де i – порядковий номер шарніра.

Величина φ є випадковою і підпорядкована закону рівної імовірності. Тому виникає ймовірність того, що певна кількість згортних втулок займе такі положення, при яких їх стикові шви довжиною, яка дорівнює висоті втулок, будуть знаходитись в зоні контакту внутрішньої циліндричної поверхні (ВЦП) згортної втулки з валиком.

Аналіз стану питання. За даними [3, 4] стиковий шов згортних втулок відіграє роль своєрідного леза і при взаємному провороті валика відносно ВЦП згортної втулки внаслідок скобління цим лезом поверхні валика підвищується інтенсивність зношування шарнірів ПРВЛ.

В результаті досліджень [5, 6] встановлено, що в зоні стикового шва щодо інших зон ВЦП втулки мають місце найбільші похибки форми її ВЦП (відхилення від круглості й прямолінійності твірної ВЦП), які у випадку контакту цієї зони з циліндричною поверхнею валика призводять до зменшення фактичної площі контакту в парі втулка–валик, та збільшення при цьому тиску в шарнірах і як результат – до підвищення інтенсивності зношування.

Відомим технічним вирішенням завдання, яке полягає в недопущенні виникнення лінійного контакту стикового шва з валиком по всій висоті втулки, є згортна втулка з гвинтовим стиковим швом [8], подана на рис. 1. Особливістю конструкції цієї втулки є те, що заготовка (карточка) для згортки втулки виконана у вигляді паралелограма. Така форма карточки для згортки циліндричної втулки з гвинтовим стиковим швом забезпечується тільки за умови, якщо кут нахилу суміжної сторони паралелограма до основи буде $\beta = \operatorname{arctg} 3H/2\pi D$, де β – гострий кут між основою паралелограма, яка дорівнює πD , і суміжною стороною; H – висота втулки; D – діаметр втулки.

Втулки з гвинтовим стиковим швом з антифрикційних матеріалів можуть застосовуватись, наприклад, як допоміжні підкладки в підшипниках ковзання. Як згортні втулки ПРВЛ, які несуть певні

навантаження, вони не можуть бути застосовані з двох причин: по-перше, такі втулки не забезпечать регламентованої діючим стандартом міцності пресового з'єднання втулка–пластина як одного із найважливіших параметрів роботоздатності ПРВЛ, а по-друге, такі втулки неможливо запресувати в отвори пластини.

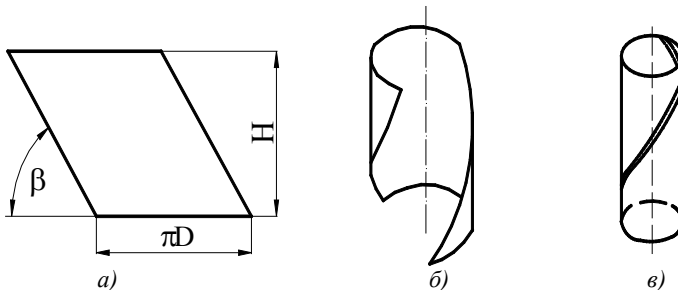


Рис. 1. Етапи формування згортної втулки з гвинтовим стиковим швом [8]: а) – заготовка (карточка); б) – часткова згортка втулки; в) – згортна втулка

Мета і актуальність. Метою роботи є згортна втулка для ПРВЛ, стиковий шов якої не створював би лінійного контакту шва з поверхнею валика по всій висоті згортної втулки, а забезпечував би постійний лінійний контакт стикового шва з поверхнею валика мінімальної довжини в кожному із шарнірів приводного ланцюга.

Тому створення конструкції такої згортної втулки, яка б унеможливила виникнення лінійного контакту стикового шва по всій висоті втулки з циліндричною поверхнею валика і забезпечувала б покращення умов контактування в шарнірах ПРВЛ та зменшення інтенсивності їх зношування, є актуальною проблемою.

Основні дослідження і результати. Максимальне допустиме зусилля, що може передатись робочою віткою ланцюгової передачі $F_{\max} = [p_{\max}] \cdot F_{on}$ [1], де $[p_{\max}]$ – рекомендований допустимий базовий тиск в шарнірі для певного типорозміру ланцюга при мінімальній частоті обертання ведучої зірочки, МПа; F_{on} – проекція опорної поверхні шарніра ПРВЛ, мм² [2]. Максимальна величина зони контакту ВЦП згортної втулки і валика в шарнірі ПРВЛ, на основі [2, 7] буде обмежуватись кутом контакту $2 \varphi_0$ (рис. 2), який визначається із імперичної залежності.

$$2\varphi_0 = 2\arctg 2\sqrt{\frac{\left[(1-\mu^2)E_1 + (1-\mu_1^2) \cdot E \right] \cdot \left[p_{\max} \right] \cdot F_{on}}{10 \cdot \pi \cdot E \cdot E_1 \cdot \varepsilon_{\min}}}, \quad (1)$$

де μ і μ_1 – коефіцієнти Пуассона матеріалів валика і втулки, відповідно;

E і E_1 – модулі пружності матеріалів валика і втулки, МПа, відповідно;

D_{\min} і d_{\max} – відповідно діаметри мінімальний внутрішній втулки і максимальний валика, мм;

$\varepsilon_{\min} = \frac{D_{\min} - d_{\max}}{2}$ – мінімальний радіальний зазор, мм.

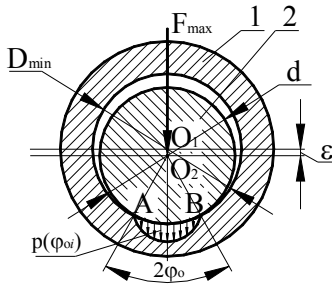


Рис. 2. Схематичне зображення максимальної величини зони контакту ВЦП згортної втулки і валика в шарнірі ПРВЛ:

1 – втулка; 2 – валик

Враховавши те, що у більшості випадків втулки і валики виготовляються із одного матеріалу, залежність (1) набуде вигляду:

$$2\varphi_0 = 2\arctg 2\sqrt{\frac{2(1-\mu^2) \cdot \left[p_{\max} \right] \cdot F_{on}}{\pi \cdot E \cdot \varepsilon_{\min}}}. \quad (2)$$

Якщо взяти до уваги те, що втулка і валик виготовляються із сталі ($\mu = 0,3$, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа), а $\left[p_{\max} \right] = 54$ МПа [2], то кут контакту буде:

$$2\varphi_{0_{град}} = 2\arctg 0,008 \sqrt{F_{on} / \varepsilon_{\min}}, \quad \text{град.} \quad (3)$$

або в радіанах:

$$2\varphi_{0_{рад}} = 0,035\arctg 0,008 \sqrt{F_{on} / \varepsilon_{\min}}, \quad \text{рад.} \quad (4)$$

Нами запропонована нова конструкція згортної втулки, яка схематично зображена на рис. 3, а, а розгортка такої втулки подана на

рис. 3, б. Фрагмент ПРВЛ із запропованою втулкою показаний на рис. 4.

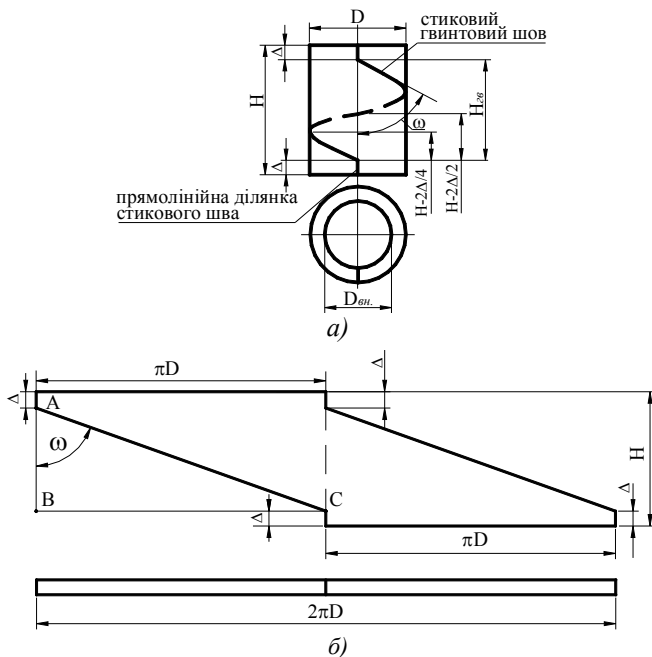


Рис. 3. Схематичне зображення згортної втулки нової конструкції – (а) і її розгортки – (б)

Нами запропоновано нову конструкцію згортної втулки, яка схематично зображена на рис. 3, а, а розгортка такої втулки подана на рис. 3, б. Фрагмент ПРВЛ із запропованою втулкою показаний на рис. 4.

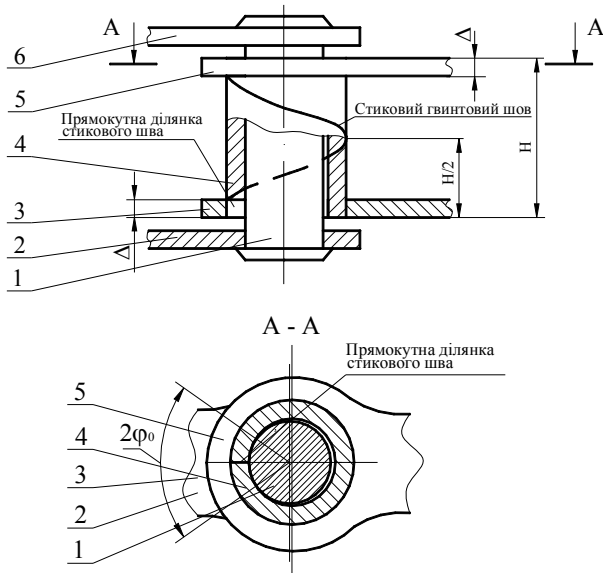


Рис. 4. Фрагмент ПРВЛ із запропонованою втулкою:
 1 – валик; 2, 6 – зовнішні пластини; 3, 5 – внутрішні пластини;
 4 – згортна втулка

Особливістю запропонованої конструкції згортної втулки є наявність на стиковому шві двох прямолінійних ділянок, які розміщені на кінцях втулки, довжина кожної з яких дорівнює товщині пластини Δ внутрішньої ланки ПРВЛ, а кут нахилу ω гвинтової ділянки стикового шва, розміщеної в середній частині висоти втулки з умови забезпечення лише одного кроку, який дорівнює $H - 2\Delta$, визначається із залежності:

$$\omega = \operatorname{arctg} \frac{\pi \cdot D}{H - 2\Delta}. \quad (5)$$

Наявність на стиковому шві прямолінійних ділянок, виконаних на краях згортної втулки, забезпечує запресування втулки в отвір пластини, а при певному натягу – надійну міцність пресового з'єднання втулка–пластина.

Виконання стикового шва гвинтоподібним забезпечує постійність довжини L_k лінії контакту гвинтової ділянки стикового шва з циліндричною поверхнею валика (рис. 5).

На рис. 5 штриховими і суцільними основними лініями зображено відповідно сліди гвинтових стикових швів на ВЦП втулок, які знаходяться поза зоною і в зоні контакту з циліндричною поверхнею валика, а $1_0, 2_0 \dots 11_0, 12_0$ і $1'_0, 2'_0 \dots 11'_0, 12'_0$ – позначено відповідно початкові й кінцеві положення слідів, рівномірно розміщених по колу гвинтових стикових швів втулок, і $1', 2' \dots 11', 12'$ і $1'', 2'' \dots 11'', 12''$ – проміжні положення слідів гвинтових стикових швів рівномірно розміщених по висоті втулки відповідно на правій і лівій сторонах відносно зони контакту умовних розгорток.

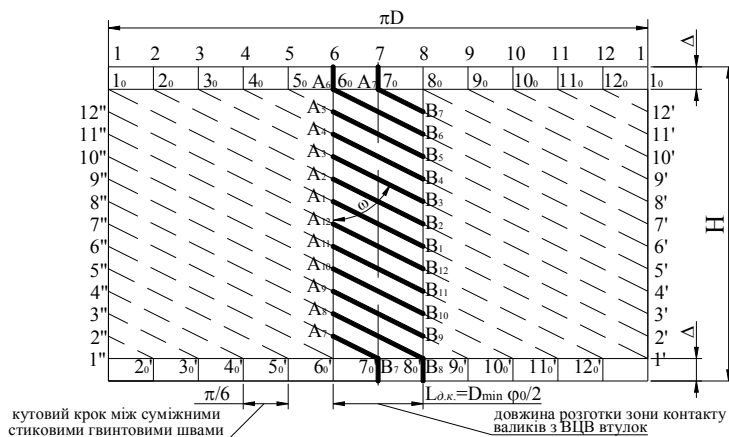


Рис. 5. Схематичне зображення слідів розгортки, рівномірно розміщених по колу стикових швів 12-зортних втулок

Для визначення довжини контакту гвинтового стикового шва з циліндричною поверхнею валика звернемось до рис. 5. Нехай, наприклад, в контурі ПРВЛ буде $N = 12$ шарнірів. Оскільки розсіювання стикового шва втулки на проміжку $0-2\pi$ підпорядковане закону рівної імовірності, то приймемо, що стикові шви втулок розміщені рівномірно з кутовим кроком $\alpha_k = \pi/6$ (умовно показано цифрами $1 \dots 12$). З рис. 5 випливає, що $A_7 B_7 = 0,5 A_1 B_1$. Внаслідок паралельності прямих, які перетинаються під певним кутом двома іншими паралельними, можемо записати:

$$\begin{aligned}
 A_1 B_1 &= A_2 B_2 = \dots = A_6 B_6 = 2 A_7 B_7 = \\
 &= A_8 B_8 = \dots = A_{12} B_{12} = L_k = \frac{D_{\min} \varphi_0}{\sin \omega} = \text{const.}
 \end{aligned}$$

Виразивши в рівнянні (4) \arctg через \arcsin , будемо мати:

$$\sin \omega = \pi D_{\min} / \sqrt{(H - 2\Delta)^2 + \pi^2 D_{\min}^2}. \quad (6)$$

І з врахуванням (6) остаточно отримаємо:

$$L_k = 0,0055 \sqrt{(H - 2\Delta)^2 + \pi^2 D_{\min}^2} \arctg 0,008 \sqrt{\frac{F_{on}}{\varepsilon_{\min}}}. \quad (7)$$

Аналіз отриманої залежності (7) показує, що для конкретної контактуючої пари поверхонь згортної втулки і валика для певного типорозміру ПРВЛ у вихідному їх стані (після складання) величини: F_{on} , D_{\min} , H , Δ і d_{\max} – постійні й не впливають на L_k , тобто L_k – const.

Окремі розмірні параметри запропонованих згортних втулок та їхніх розгортки для різних типорозмірів ПРВЛ подані в табл. 1.

Наявність гвинтової ділянки на стиковому шві створює в кожному із шарнірів ПРВЛ постійну довжину контакту стикового шва з поверхнею валика. Максимально можлива довжина лінії контакту $L_{\max} = L_k + 2\Delta$ в 1,9...2,44 разів менша за довжину лінії контакту традиційного стикового шва з поверхнею валика.

Необхідно зауважити, що для шарнірів ПРВЛ, в яких прямолінійні ділянки стикових швів згортних втулок попадають в зону контакту пари втулка–валик, довжина лінії контакту гвинтової ділянки шва є величиною постійною і складає для ПРВЛ малих кроків 9,525 мм – 19,05 мм – (0,13 ... 0,16) H , а для ПРВЛ з кроками 24,5 мм і 38,1 мм відповідно 0,24 H і 0,31 H .

Інтерес являє дослідження зміни кута контакту 2φ і кількості шарнірів $n_{ш}$, прямолінійні ділянки яких попадають в зону контакту залежно від збільшення величини радіального зазору ε , яке має місце в процесі експлуатації ПРВЛ та зношування їх шарнірів і як результат – збільшення контактної кроку t . Граничне збільшення t ПРВЛ для ланцюгових передач із зірочками з числом зубців 50 і більше приймемо $\Delta t_{ep} = 0,04 t_n$ [1], тут t_n – номінальний крок ланцюга.

Таблиця 1

Розмірні параметри згортних втулок з гвинтовим стиковим швом і їх розгортка

№ з/п	ПРВЛ з кроком	$F_{ов}$, мм ²	d , мм	Конструктивні параметри втулок і карточок				$2\varphi_0$, град.	L_k , мм
				$D_{вн}$, мм	H , мм	Δ , мм	ω , град.		
1	9,525	28,0	$3,58 \pm 0,005$	$3,65^{+0,02}$	7,4	1,3	67,3	24,6	0,84
2	12,7	50,3	$4,45_{-0,02}$	$4,54^{+0,04}$	8,9	1,6	68,2	30,0	1,27
3	15,875	70,9	$5,08_{-0,02}$	$5,17^{+0,05}$	13,95	1,8	57,5	37,2	1,97
4	19,05	105,8	$5,96_{-0,05}$	$6,06^{+0,05}$	17,75	2,4	55,8	40,4	2,55
5	25,4	179,7	$8,51_{-0,05}$	$8,6^{+0,05}$	22,3	3,0	58,9	53,6	4,64
6	38,1	394,0	$11,1_{-0,05}$	$11,17^{+0,05}$	35,0	4,3	53,1	80,6	9,73

Допустивши, що інтенсивність зношування контактуючих поверхонь в шарнірах ПРВЛ однакова, отримаємо залежність для визначення максимального допустимого значення $[\varepsilon_{\max}]$:

$$[\varepsilon_{\max}] = \varepsilon_{\min} + 0,02t_n. \quad (8)$$

Використавши (3) і (8), побудували графіки залежності $2\varphi_0 = \psi(\varepsilon)$, які подані на рис. 6.

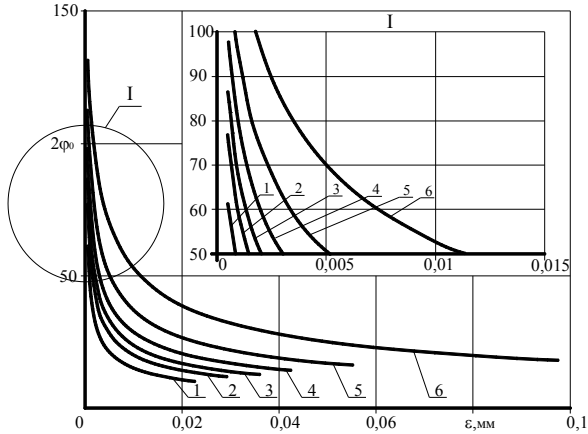


Рис. 6. Графіки залежності зміни кута контакту в шарнірі ПРВЛ від радіального зазору ε ; 1, 2, 3, 4, 5, 6 – відповідно для ланцюгів з кроками: 9,525 мм, 12,7 мм, 15,875 мм, 19,05 мм, 25,4 мм, 38,1 мм

Аналіз отриманих даних, поданих на рис. 6, показує: по-перше, із збільшенням типорозміру і кроку ПРВЛ вплив ε на $2\varphi_0$ збільшується; по-друге, в процесі їх експлуатації, внаслідок зношування циліндричних поверхонь валиків і ВЦП втулок ε зростає, що призводить до зменшення кута контакту $2\varphi_0$ в шарнірах ПРВЛ.

Знаючи кількість шарнірів N_k в контурі ланцюгової передачі і прийнявши, що на проміжку $0-2\pi$ розсіювання положень прямолінійних ділянок стикових швів підпорядковуються закону рівної імовірності, та визначивши кутовий крок між ними $\alpha_k = 2\pi / N_k$, отримаємо залежність для визначення імовірної кількості шарнірів $n_{ш}$, прямолінійні ділянки яких потрапляють в зону контакту, при певних ε і $2\varphi_0$.

$$n_{ш} = N_k \arctg 2 \sqrt{\frac{2(1-\mu^2) \cdot [P_{\max}] \cdot F_{on}}{\pi \cdot E \cdot \varepsilon}} / 180 + 1. \quad (9)$$

Оскільки в процесі експлуатації ПРВЛ ε зростає, а $2\varphi_0$ зменшується, то з формули (9) випливає, що $n_{ш}$ буде зменшуватись. Розрахункові дані для цілих чисел $n_{ш}$ при відповідних значеннях ε подані в табл. 2.

Таблиця 2

Кількість $n_{ш}$ прямолінійних ділянок стикових швів у зонах контакту шарнірів досліджуваних ПРВЛ залежно від радіального зазору при $N_k = 100$ шт

$n_{ш}$	ПРВЛ з кроком, мм					
	9,525	12,7	15,875	19,05	25,4	38,1
	Значення радіального зазору ε : # - мінімальні після складання; * – максимальні після досягнення Δt_{zp} .					
2	0,228*					
3	0,196	0,299*	0,362*	0,431*		
4	0,11	0,197	0,278	0,415	0,553*	
5	0,07	0,125	0,177	0,264	0,448	0,797*
6	0,048	0,086	0,122	0,182	0,309	0,677
7	0,0375#	0,063	0,089	0,132	0,225	0,493
8		0,048	0,067	0,1	0,171	0,374
9		0,045#	0,053	0,078	0,133	0,292
10			0,045#	0,063	0,106	0,234
11				0,051	0,087	0,19
12				0,05#	0,072	0,157
13					0,06	0,132
14					0,051	0,111
15					0,045#	0,095
16						0,082
17						0,07
18						0,061
19						0,053
20						0,047
21						0,041
22						0,035#

Враховуючи рівномірне розміщення $n_{ш}$ стикових швів у зоні контакту і $N-n_{ш}$ стикових швів, розміщених поза цією зоною, а також те, що тиск p в шарнірі ПРВЛ на дузі АВ (рис. 2) змінний, можна стверджувати, що як для $n_{ш}$, так і $N-n_{ш}$ шарнірів інтенсивність їх зношування буде різною. Це призводить до зростання різномірності контактних кроків ПРВЛ.

Аналіз даних табл. 2 показує, що для кожного із досліджуваних типорозмірів ПРВЛ цілі числа прямолінійних ділянок стикових швів згортних втулок при заданій кількості шарнірів N у контурі й величині опорної поверхні визначається фіксованим значенням радіального зазору. Для всіх досліджуваних типорозмірів ПРВЛ встановлені фіксовані значення ε , які відповідають цілим числам $n_{ш}$.

Висновки:

1. Створена згортна втулка для ПРВЛ забезпечує постійну довжину лінійного контакту гвинтової ділянки стикового шва згортної втулки з валиком у всіх шарнірах ПРВЛ, що створює однакові умови контактування поверхонь на цій ділянці й сприяє їх рівномірному зношуванню.

2. Отримано залежність для визначення довжини лінії контакту гвинтової ділянки стикового шва втулки з циліндричною поверхнею валика.

3. Встановлено, що, враховуючи зношування шарнірів ПРВЛ в процесі їх експлуатації і збільшення радіального зазору, кут контакту $2\varphi_0$ зменшується.

Перспектива досліджень. Для забезпечення нормального функціонування ланцюгової передачі, яка споряджена ПРВЛ з втулками, які в середній частині висоти мають гвинтовий стиковий шов, враховуючи зачеплення ПРВЛ і зірочки, необхідно дослідити статичну міцність таких згортних втулок та їх жорсткість, а також відхилення від круглості й прямолінійності твірної ВЦП втулок.

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Воробьев Н.В.* Цепные передачи. – Изд. 4-е. – М.: Машиностроение. 1961. – 252 с.
2. *Готовцев А.А., Котенок И.П.* Проектирование цепных передач: Справочник. – М.: Машиностроение, 1982. – 336 с.
3. *Жуков К.П.* К вопросу об усовершенствовании технологии изготовления роликовых цепей с целью повзшения их работоспособности // Механические передачи (цепным и зубчатым ремнем) / Под ред. Г.Б. Столбина. – М.: НИИАМШ, 1971. – С. 6–15.
4. *Жуков К.П.* Пути повышения работоспособности и точности приводных цепей // Волновые и цепные передачи. – М.: Станкин, 1967. – С. 257–279.
5. *Кривий П.Д.* Роботоспособность приводных роликовых и втулочных цепей с ориентированными втулками: Автореф. дис... канд. техн. наук. – Львов: Львовский политехнический институт, 1990. – 16 с.
6. *Кривий П., Бондаренко Л., Сенюк А.* Гармонічний аналіз точності форми згортних втулок приводних роликових і втулкових ланцюгів // Надійність інструменту та оптимізація

- технологічних систем: Збірник наукових праць. – Краматорськ–Київ. – Вип. № 19. – 2006. – С. 196–202.
7. *Милов А.Б.* О вычислении контактной жесткости цилиндрических соединений // Проблемы прочности. – 1973. – № 1. – С. 70–72.
 8. Patent № 1.381.343. Francaise. Perfectionnements apportés aux garnitures de roulement notamment pour chaînes a rouleaux. F 06 g, Gerhard Harder. – № 35.772; Опубл. 19.09.1963.

БОНДАРЕНКО Олександр Леонідович – фінансовий директор науково-виробничого підприємства “Промтехконструкція” м. Краматорськ.

Наукові інтереси:

– технологічне забезпечення якості приводних роликів і втулкових ланцюгів.

Тел.: 8(067)624-08-64.

КОБЕЛЬНИК Володимир Романович – асистент кафедри конструювання верстатів, інструментів та машин Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя.

Наукові інтереси:

– процеси механічної обробки.

Тел.: 8(0352)25-06-76.

КРИВИЙ Петро Дмитрович – кандидат технічних наук, професор кафедри конструювання верстатів, інструментів та машин Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя.

Наукові інтереси:

– процеси механічної обробки;

– конструкторсько-технологічне забезпечення якості виробів.

Тел.: 8(0352)25-06-76.

КРИВІНСЬКИЙ Петро Петрович – аспірант Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя.

Наукові інтереси:

– технологічні процеси виготовлення деталей машин.

Тел.: 8(0352)24-11-76.

СЕНИК Андрій Антонович – інженер кафедри конструювання верстатів, інструментів та машин Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя.

Наукові інтереси:

– технології формування циліндричних оболонок і дослідження їх якісних показників.

Тел.: 8 (0352) 25-06-76.

Подано 29.10.2008