

Перелік посилань:

1. Pilipenko O.I. Friction and Wear in Groups of the Chain Drives from Polymer Composites// International Symposium "Yarofri - 91", Yaroslavl, 1991, p. 273-278.
2. Пилипенко О.И. Полимерные детали передач в машинах агропромышленного комплекса// Пластические массы. - М.: Химия, 1990. - № 6. - С. 9 - 12.
3. Пилипенко О.И. Контактное взаимодействие элементов цепного привода из полимерных композитов// Mechanika, tom 9, zesz.2, AGH, Polska, Krakow, 1990, s. 91 - 97.

УДК 621.855

П. Кривий, І. Зубченко, А. Куцевич

(Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль)

ДОСЛІДЖЕННЯ ЖОРСТКОСТІ ПРИВОДНИХ РОЛИКОВИХ І ВТУЛКОВИХ ЛАНЦЮГІВ

Анотація. Подано методику дослідження жорсткості приводних роликів і втулкових ланцюгів, установку для експериментальних досліджень і принцип її роботи. В результаті обробки експериментальних даних отримані залежності для визначення деформацій приводних ланцюгів.

Однією з найважливіших характеристик приводних роликів та втулкових ланцюгів є жорсткість. Питанню дослідження цієї характеристики присвячені роботи [1, 3, 4], в яких наведена методика і залежності для дослідження характеристик жорсткості приводних ланцюгів. Проте, як вказується в [1, 4], досить важким є завдання теоретичного визначення видовження ланки із врахуванням її конструкції, технології виготовлення деталей та складання ланцюга.

Найповніше питання про позовжню деформацію приводних ланцюгів висвітлені в роботі І.П.Глушенка [1], в якій наведені емпіричні залежності для визначення жорсткості як відрізка ланцюга, так і однієї ланки. Проте не наведені результати досліджень і формули для визначення жорсткості дворядного ланцюга. Крім цього, рекомендовані залежності досить складні і громіздкі, що ускладнює їх використання, а значення коефіцієнтів подані для ланцюгів, параметри яких регламентувались ГОСТ 2599-50 та ГОСТ 3609-52.

Нижче наводяться результати експериментальних досліджень з визначення жорсткості ланцюгів. З цією метою на базі розривної машини МР-6 була сконструйована і змонтована експериментальна установка, конструктивна схема якої подана на рис. 1.

Установка містить два (верхній та нижній) захвати 15, 26, в яких виставлені в одній горизонтальній площині шпонки 16 і 25, що імітують зубці зірочок. На цих шпонках встановлений відрізок дворядного ланцюга 19. В якості навантажувача використаний динамометр 14, шарнірно зв'язаний за допомогою спеціальної гайки 13 і гвинта 12 із верхньою траверсою 11, а через досліджуваний зразок і нижній захват 26 з різьбовою поверхнею - з нижньою траверсою 1 і гайкою 28. Контролюючий пристрій являє собою систему індикаторів 7, 10, 17, 21, встановлених з можливістю їх переміщення за допомогою кронштейнів 3, 8, 20, 23, встановлених на стійках 2 і зафіксованих гвинтами 4 як у вертикальному, так і в горизонтальному напрямку. В отворах цих кронштейнів розміщені пінолі 6, 22. Для недопущення скручування дослідного зразка ланцюга використана штанга 27.

Методика дослідження деформацій ланцюгів полягала у такому. Згідно із [2] з розрахунку несучої здатності для рекомендованих значень кутової частоти були визна-

чені сили натягу ланцюгів. Нижні індикатори 7 та 21 встановлювали на якомога ближчій відстані від верхніх для того, щоб на початку вимірювань забезпечити максимальну кількість ланок, що входять до контрольованого відрізка. Потім ланцюг навантажували попереднім навантаженням. Так, для ланцюга з кроком 9,525 мм воно дорівнювало 30 Н. Всі пробники 5, 9, 18, 24 індикаторів вводили в контакт з поверхнями відповідних втулок, забезпечуючи при цьому певний натяг. Стрілки індикаторів встановлювали на 0. Поворотом штурвала 29 забезпечували обертання гайки 28 і переміщення нижнього захвату 26 вниз до створення заданого навантаження, яке контролювалось за індикатором динамометра. При цьому фіксували покази індикатора.

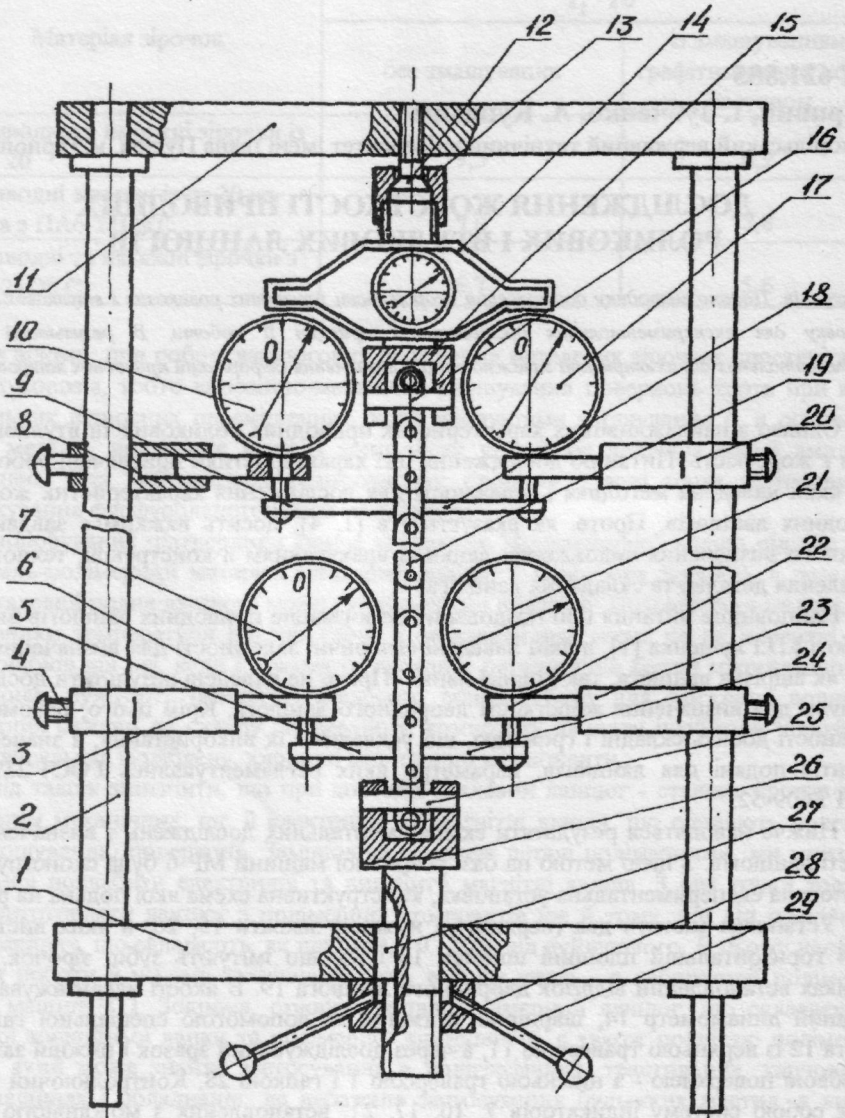


Рисунок 1 - Конструктивна схема установки для дослідження жорсткості приводних роликів та втулкових ланцюгів

Визначивши різницю показів, наприклад, нижнього 7 і верхнього 10 індикаторів, пробники 5, 9 яких встановлювали в одному ряду, визначали деформацію ділянки першого ряду ланцюга. Аналогічно визначали деформацію другого ряду. Потім навантаження знімали і повторювали експеримент ще два рази. За величину деформації ділянки певного ряду ланцюга при заданому навантаженні приймали середнє значення деформації за трьома вимірами.

В подальшому нижні індикатори розфіксували, переміщували вниз на задану кількість ланок і закріплювали. Визначення величини деформації іншої ділянки ланцюга виконували за описаною вище методикою. В такій же послідовності, але при постійному навантаженні, визначали величину деформації різних за довжиною ділянок ланцюга з різною кількістю ланок.

Після того як була визначена деформація контрольованого відрізка ланцюга з максимально можливою кількістю ланок нижні індикатори переміщували вгору і закріплювали. Експеримент повторювали за вищеописаною методикою, але вже при зміненому навантаженні. В подальшому змінювали навантаження і експеримент повторювали аналогічно до описаної методики. Дослідженню підлягали 10 ланцюгів кожного типорозміру (дворядний кроку 9,525 мм; ПР-12,7-11820-2 ГОСТ 13568075 та 2ПР-12,7-3180 ГОСТ 13568075) виробництва Даугавпілського заводу.

За отриманими при відповідних значеннях F і N даними визначали середні значення деформацій, подані у вигляді графіка (рис. 2).

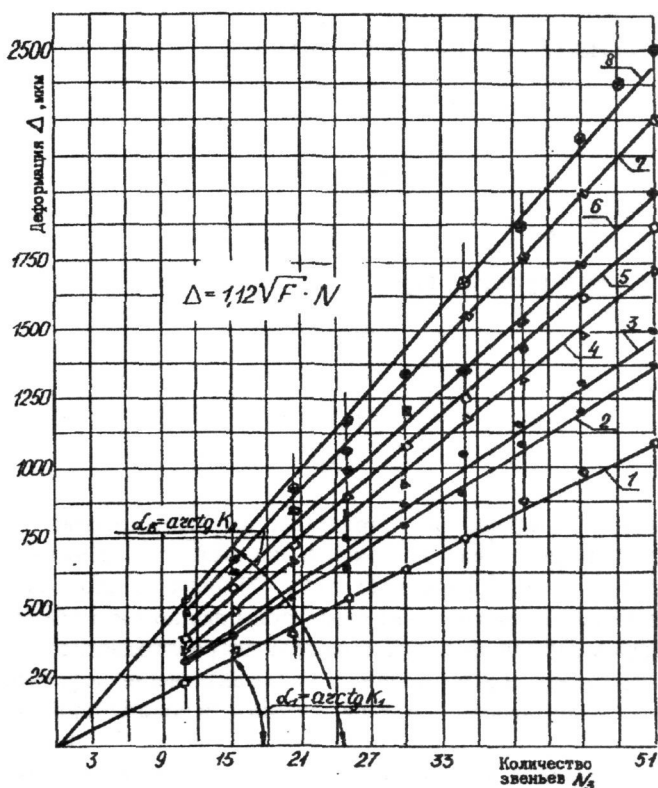


Рисунок 2 - Графіки залежності деформації дворядного ланцюга кроку 9,525 мм від кількості ланок при різних навантаженнях: 1-400 Н; 2-500 Н; 3-620 Н; 4-780 Н; 5-920 Н; 6-1080 Н; 7-1470 Н; 8-1860 Н

Аналіз графіків показує, що деформація ланцюга при певному постійному навантаженні F знаходиться в пропорційній залежності від кількості ланок в досліджуваному відрізку і може бути представлена апроксимальною прямою, що описується рівнянням виду $\Delta = kN$, де $k = \operatorname{tg} \alpha$ - кутовий коефіцієнт, α - кут нахилу прямої до осі абсцис.

Крім того, є можливість встановити залежність $k = \psi(F)N$.

Тоді

$$\Delta = \psi(F)N \quad (1)$$

Для отримання емпіричних залежностей виду (1) використовували ЕОМ і методом найменших квадратів апроксимували залежність Δ від N при $F = \text{const}$ прямою, а функцію $\psi(F)$ подавали у вигляді $k = a_1 F^x$.

В результаті математичної обробки експериментальних даних отримані залежності для визначення деформації в мкм і жорсткості C , Н/мм.

Для ланцюга кроку 9,525 мм:

$$\Delta = 1,12F^{0,5}N \quad (2)$$

$$C = \frac{0,89F^{0,5}}{N} \quad (3)$$

Для ланцюга ПР-12,7-1800-2 ГОСТ 13568-75:

$$\Delta = 0,086F^{0,75} \cdot N \quad (4)$$

$$C = \frac{11,628F^{0,25}}{N} \quad (5)$$

Для ланцюга 2ПР-12,7-3180 ГОСТ 13568-75:

$$\Delta = 0,90F^{0,49}N \quad (6)$$

$$C = \frac{1,11F^{0,51}}{N} \quad (7)$$

Оцінка значень деформацій, отриманих за залежностями (2), (4), (6), по відношенню до даних фактичних вимірювань показали, що відносна похибка не перевищує 10 відсотків. Аналіз формул (3), (5), (7) показує, що жорсткість ланцюгів збільшується із збільшенням сили, яка передається ланцюгом, і обернено пропорційна до кількості ланок у ведучій вітці. Цей висновок добре узгоджується з даними, наведеними в роботі [1]. Співставлення залежностей для визначення деформації та жорсткості ланцюга кроку 12,7 мм показує, що із збільшенням рядності ланцюга його жорсткість зменшується.

Отримані залежності можуть бути використані для визначення Δ і C для конкретної ланцюгової передачі, а також для встановлення коефіцієнта рядності багаторядних або навантажувальної здатності паралельно-рядних ланцюгових передач.

Перелік посилань:

1. Глушенко И.Н. Основы проектирования цепных передач с втулочно-роликовыми цепями. - Львов: ЛГУ, 1964. - 226 с.

2. Готовцев А.А., Котенок И.П. Проектирование цепных передач: Справочник. - М.: Машиностроение, 1962. - 336 с.
3. Зубченко И.И., Дубиняк С.А., Рыбак В.Е. Кинематика и динамика цепных передач (на укр.яз.). - Львов: Изд-во Львовского университета, 1972. - 122 с.
4. Попов В.Л. Исследование цепи в работающей цепной передаче/ Автореф. канд. дисс. - М.: Мосстанкин, 1955. - С. 11-12.

Стаття представлена професором Стухляком П.Д.

УДК 621.855

І. Зубченко, О. Зубченко, І. Мокрицький

(Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль)

ЕФЕКТИВНИЙ СПОСІБ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ БАГАТОРЯДНИХ ЛАНЦЮГІВ ІЗ ПОПЕРЕДНІМ ДЕФОРМУВАННЯМ

Анотація. В багаторядних ланцюгах навантаження на пластини розподіляється нерівномірно. Для його вирівнювання найефективнішим методом є попереднє пластичне деформування складеного ланцюга. В статті обгрунтовується застосування методу, описується конструкція, принцип роботи і параметри виготовленого для його здійснення верстата.

У багаторядних приводних і тягових ланцюгах навантаження пластин розподіляється нерівномірно. Викликано це тим, що для полегшення складання ланцюга його проміжні пластини мають збільшений допуск на отвори під осі. Тому в роботу вони включаються тільки після значного навантаження, яке викликає деформацію осей і основних пластин, або достатнього припрацювання. Експериментально нами встановлено, що різниця в навантаженні окремих пластин багаторядних ланцюгів досягає десятків разів.

Враховуючи те, що робочі навантаження ланцюга, на порядок менші від руйнівного зусилля (коефіцієнт статичної міцності $S_t = F_{руйн} / F_{max} > 6...10$, [2], де $F_{max} = F_t \cdot K_D$ - максимальна сила натягу ланцюга; якщо прийняти $K_D = 2...3$ - динамічний коефіцієнт із врахуванням можливого перевантаження; F_t - корисна сила), в зоні робочих перевантажень неможливе пластичне деформування елементів ланцюга. Як наслідок цього проміжні пластини можуть за весь термін служби ланцюга взагалі не включатись в роботу.

Різноманітність елементів внаслідок різнорозмірності однотипних деталей (пластин) та ланок особливо небезпечна для швидкохідних приводних ланцюгів, для яких основним критерієм працездатності і розрахунку є втомлювана міцність пластин.

Введення коефіцієнта нерівномірності навантаження [2], який залежить від числа рядів при розрахунку передач, не є економічним рішенням, бо це призводить до неефективного використання відносної маси дорогого матеріалу ланцюга, віднесеної до одиниці передаваної потужності.

Зменшення різноманітності пластин можливе шляхом підвищення вихідної точності деталей ланцюга, переходу на селективну виборку деталей перед їх складанням. Але цей шлях вимагає комплексного усунення багатьох недолків в організації виробництва, якості обладнання, технології виготовлення, контролю точності тощо. Зро-