

УДК. 621.855

О.Зубченко

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

ПОРІВНЯЛЬНІ ВИПРОБУВАННЯ БАГАТОРЯДНИХ ПРИВОДНИХ РОЛИКОВИХ ЛАНЦЮГІВ З ПОПЕРЕДНІМ ДЕФОРМУВАННЯМ НА ВИТРИВАЛІСТЬ

Розглянуто питання існуючих методик розрахунку ланцюгів на витривалість, конструкцію експериментального випробувального стенда для багаторядних ланцюгів, порівняльні дані їх випробувань, рекомендації щодо величини сили попереднього деформування ланцюгів.

Приводні ланцюги, крім високої стійкості проти спрацювання шарнірів, повинні мати достатню статичну і втомну міцність. В стандартах для таких ланцюгів звичайно вказують величину руйнівної сили, яка і приймається за основу при розрахунках на статичну міцність і виборі робочого навантаження. Проте для багатьох швидкохідних передач (нафтобурове обладнання, приводи судових установок, екскаваторні, автомобільні і мотоциклетні приводи тощо) вирішальне значення має не статична, а втомна міцність. Вивченням останньої в колишньому СРСР почали займатися в 50-х роках минулого століття [1,2]. У вітчизняній літературі це питання практично до цього часу не висвітлене.

Втомна міцність ланцюгів залежить від найбільших напруг, які виникають в деталях в процесі роботи. Найчастіше це стосується пальців (валиків) і пластин ланцюга. Методи розрахунку, які застосовуються при цьому [1,2], внаслідок умовності припущень в розподілі навантаження і недостатності врахування умов роботи, не розкривають фактичної картини напруженого стану деталей ланцюга. Тому розрахунки на міцність, які базуються тільки на теоретичних посиланнях, не можуть дати практично цінних результатів.

Якщо розглянути багаторядний роликівий ланцюг, то питання визначення навантаження між окремими його рядами і, тим більше, – напруг в пластинах ще набагато більше ускладнене, оскільки не може бути і мови про рівномірний їх розподіл у зв'язку з різнорозмірністю кроків ланцюга [3]. В багаторядних ланцюгах можливим є випадок перенавантаження на ряді ланок, а відтак, ці ланки можуть бути причиною руйнування пластин і пальців (валиків).

Виходячи з вищенаведеного, доцільно стверджувати, що на напруги в елементах ланцюга впливає цілий ряд факторів, які практично не можливо врахувати. Ці напруги

в процесі роботи змінюють свою величину. Тому будь-який розрахунок на втомну міцність, що базується тільки на теоретичних визначеннях напруг в деталях ланцюга при русі, не може дати надійних результатів, оскільки фактичні умови їх роботи залишаються невідомі.

Розрахунок приводних ланцюгів на витривалість може дати результати тільки тоді, коли він базується на дослідних даних, отриманих внаслідок випробувань ланцюгів в умовах, наближених до експлуатаційних. Запропоновані нами [4,5] практичні методи оптичного визначення деформацій окремих пластин багаторядних ланцюгів і підвищення їх якості за рахунок попереднього пластичного деформування дозволяють суттєво збільшити втомну міцність ланцюга або – суттєво підвищити довговічність, іншими словами, якість останнього.

За існуючими методиками розрахунку [2], придатність багаторядного ланцюга до роботи визначається числом зруйнованих пластин за встановлений період роботи. Тому нами проведені експериментальні порівняльні дослідження на витривалість багаторядних ланцюгів серійного виробництва без попереднього деформування і після нього на експериментальному випробувальному стенді (рис.1). При цьому в процесі експериментів були побудовані криві витривалості ланцюгів, що порівнювались. Внаслідок цього оцінку якості багаторядних ланцюгів проводили не тільки за числом руйнувань окремих пластин, а й за порівняльним графіком всієї кривої витривалості ланцюга в цілому.

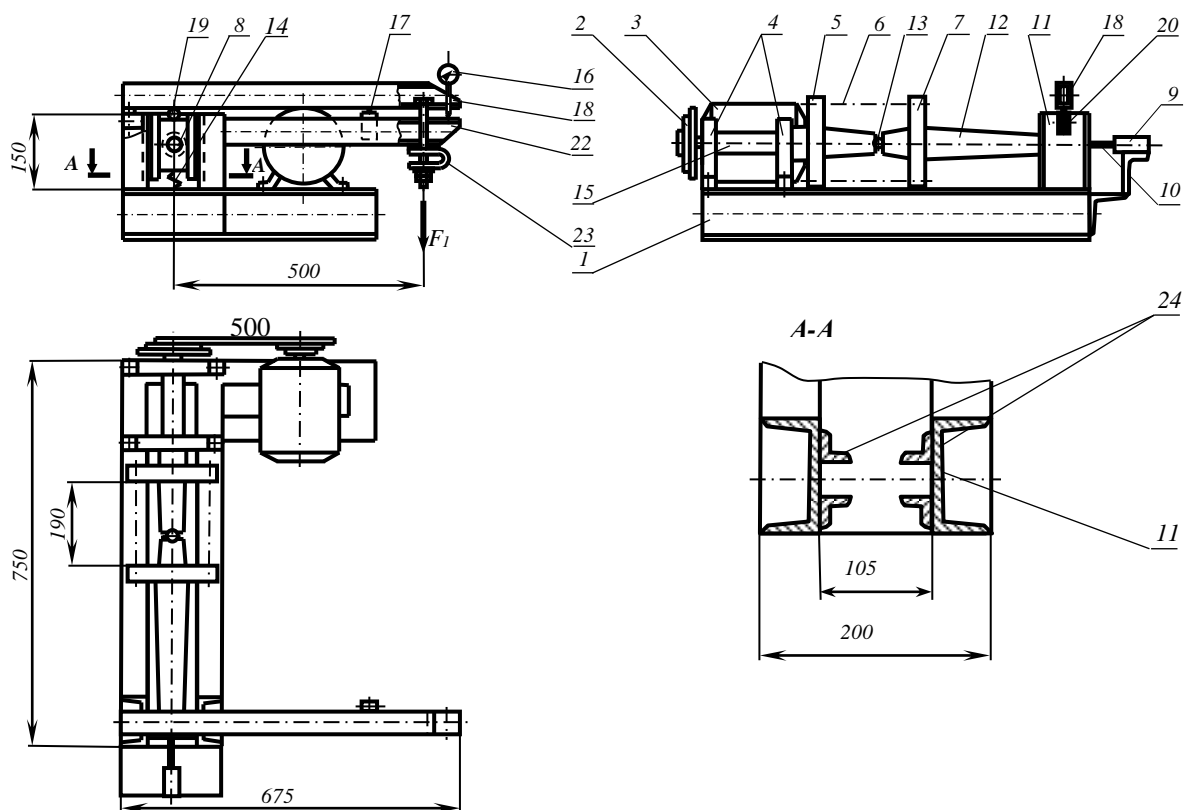


Рис.1. Експериментальний стенд для порівняльних випробувань багаторядних ланцюгів на витривалість: 1 – рама; 2 – пасова передача; 3 – електродвигун; 4 – опори ведучого вала; 5,7 – диски ротора; 6 – дослідні відрізки ланцюга; 8 – сферичний підшипник; 9 – лічильник обертів веденого вала; 10 – гнучкий вал; 11 – стійка направляюча опори веденого вала; 12,15 – вали; 13 – кулька; 14 – демпферна пружина; 16 – індикатор годинникового типу; 17 – кінцевий вимикач; 18,22 – важелі; 23 – U-подібна пружина; 24 – направляючі опори веденого вала.

Стенд являє собою пульсатор механічного типу, основним елементом якого є важільний ротор, який складається з валів 12, 15, що стикаються між собою за допомогою кульки 13. Дослідні відрізки ланцюга 6 в кількості 4-х штук, по п'ять ланок кожний, закріплюють в дисках 5, 7, жорстко закріплених на валах. Кінець вала 12 за допомогою важелів 18, 22 і пружини 23 навантажують силою F_1 , внаслідок чого при обертанні ротора в ланках ланцюга виникають змінні розтягуючі сили F_2 пульсуючого циклу.

Вал 15 опирається на опори 4. Крутний момент до нього передається від електродвигуна 3 через пасову передачу 2. Силу F_1 до вала 12 прикладають через кульковий дворядний сферичний підшипник 8, який знаходиться в середині рухомого повзуна, за допомогою важелів 18 і 22, сферичної опори 19, тарированої пружини 23, деформацію якої фіксує індикатор годинникового типу 16. Повзуну зі сферичним підшипником 8 служать направляючі 24.

Відрізки ланцюга 6 за допомогою спеціальних захватів (рис.2), закріплених через сферичні шайби шпильками в дисках 5,7, регулюють натяг ланцюга гайками шпильок таким чином, щоб в момент знаходження дослідного взірця у верхньому положенні він сприймав все навантаження, в той час як всі інші взірці були розвантажені. Демпферна пружина 14 служить для врівноваження сил від ваги веденого вала 12 ротора з рухомим повзуном сферичного підшипника 8 (40 Н) і зведеної ваги натискувального важеля 18 до сферичної опори 19 (100 Н).

Кількість навантажень обчислюється лічильником обертів 9, що приводиться в рух гнучким валом 10. При руйнуванні взірця ланцюга електродвигун автоматично вимикається від електромережі через кінцевий вимикач 17. Всі основні елементи пульсатора змонтовані на рамі 1. Пульсатор розрахований на дослідження 1...4-х рядних ланцюгів з навантаженням 10.000...70.000 Н, частотою обертання валів

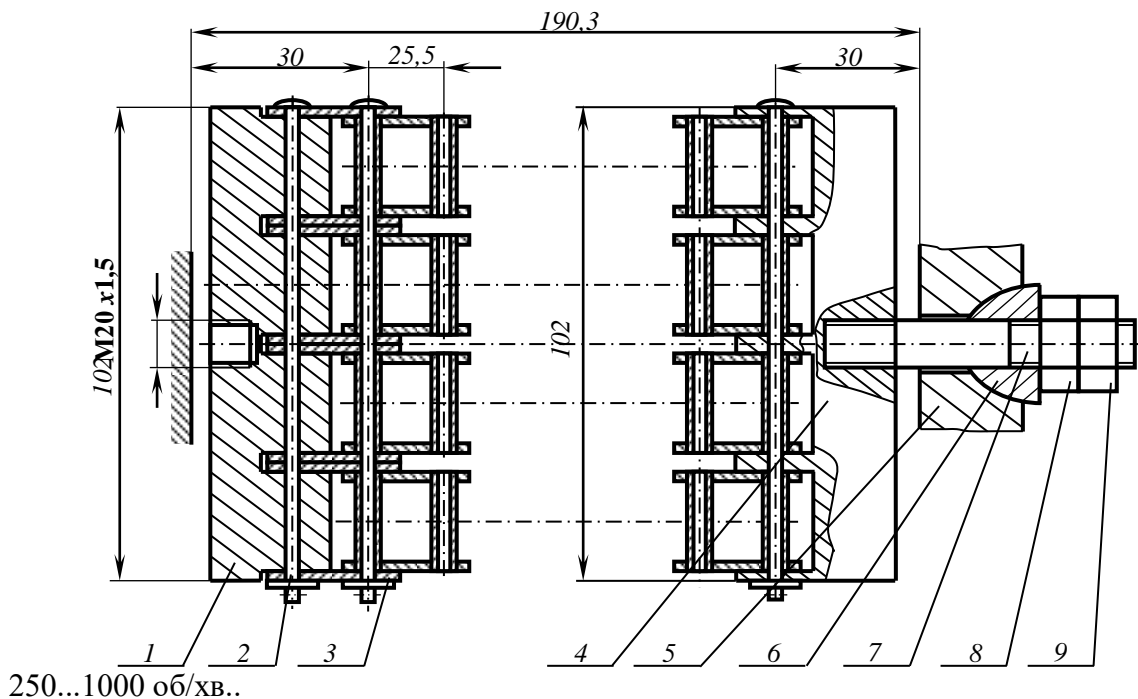


Рис.2. Спеціальні захвати для кріплення відрізків ланцюгів: 1 – захват зовнішніх ланок; 2 – палець ланцюга; 3 – ланцюг; 4 – захват внутрішніх ланок; 5 – диск; 6 – сферична шайба; 7 – шпилька; 8 – гайка; 9 – контргайка.

Контроль деформації U-подібної пружини і натягу відрізків ланцюга здійснювався за допомогою індикатора годинникового типу, динамометричного ключа і характеристики пружини. При цьому використовувались залежності

$$T_1 = F_1[0,5d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi') + fR_T], \quad T_2 = F_2[0,5d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi') + fR_T], \quad (1)$$

де T_1 і T_2 – моменти на динамометричному ключі;

$F_1 = F_2 / u$ – сила деформації U-подібної пружини;

F_2 – робочий натяг експериментальних відрізків ланцюга [приймали $F_2 = (0,5; 0,25; 0,15) F_P$, F_P – розривне зусилля ланцюга];

d_2 – середній діаметр різьбового стержня, за допомогою якого деформується пружина ($d_2 = 9,026$) або для шпильок захватів відрізків ланцюга ($d_2 = 19,026$);

ψ – кут нахилу різьби (для M10 $\psi = 3^\circ$), (для M20×1,5 $\psi = 1,4^\circ$);

φ' – зведений кут тертя різьби ($\varphi' = \arctg f'$);

f' – зведений коефіцієнт тертя ($f' = f / \cos 30^\circ$);

f – коефіцієнт тертя в різьбі ($f = 0,12$);

R_T – зведений радіус тертя опорної поверхні гайки

$$R_T = \frac{2\pi}{A} \int_{0,5D_2}^{0,5D_1} \rho^2 d\rho = \frac{1}{3} \frac{D_1^3 - D_2^3}{D_1^2 - D_2^2} \quad (2)$$

(для M10: $D_1 = 17\text{мм}$, $D_2 = 11\text{мм}$; для M20×1,5: $D_1 = 30\text{мм}$, $D_2 = 21\text{мм}$);

A – площа опорної поверхні гайки;

u – загальне передаточне число стенда ($u = u_1 u_2$, $u_1 \approx 4,2$ – передаточне відношення на роторі; $u_2 = 4,76$ – передаточне число навантажувального важеля).

При обчисленнях сили F_2 і моментів T_1 і T_2 використовувалась лінійна характеристика U-подібної пружини (рис.3). До останньої прив'язані результати підрахунків сили F_2 і моментів T_1 і T_2 , що перетворило її в номограму. Це позбавляє необхідності обчислень при проведенні експериментів і полегшує практичне використання динамометричного ключа та індикатора годинникового типу.

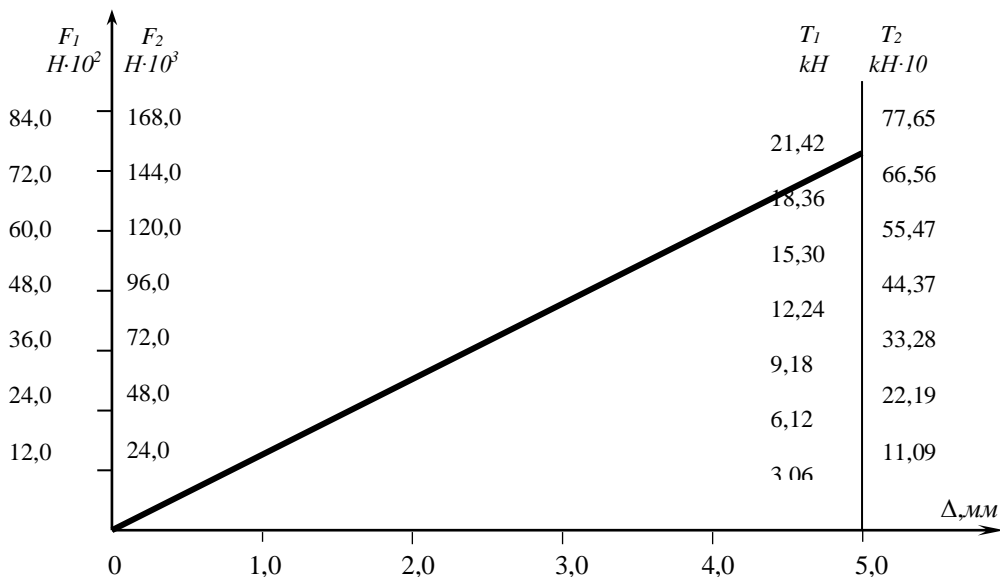


Рис.3. Характеристика $F_1=f(\Delta)$ U – подібної пружини і відповідні їй значення сили F_2 на відрізках ланцюга і моментів на динамометричному ключі стенда при його передаточному числі $u=20$;
 T_1 – момент при загвинчуванні гайки на болт M10, що деформує пружину;
 T_2 – момент при загвинчуванні гайки M20×1,5 на шпильку захватів відрізків ланцюга.

Як показують теоретичні й експериментальні дані, натяг гілок ланцюга в процесі роботи змінюється в широких межах (рис.4), кожна ланка за один перебіг контура в передачі піддається дії періодичних сил від $F_{min} = F'_2$ до $F_{max} = F'_1$. Крім того, на ділянці 3-4 виникають ще додаткові динамічні сили $F_{дин}$, обумовлені нерівномірністю руху ланцюга і різнорозмірністю кроків ланок [3].

Оскільки амплітуда основного (робочого) навантаження F_{max} набагато більша від амплітуд веденої гілки F_{min} і проміжних циклів динамічного навантаження $F_{дин}$, наведену вище діаграму (рис.4) можна звести до діаграми (рис.5) циклічних навантажень віднульового (пульсуючого) циклу, який створюється експериментальним

стендом. Тим більше, це припущення цілком справедливе для порівняльних випробувань ланцюгів і, звичайно, їх умови роботи абсолютно ідентичні.

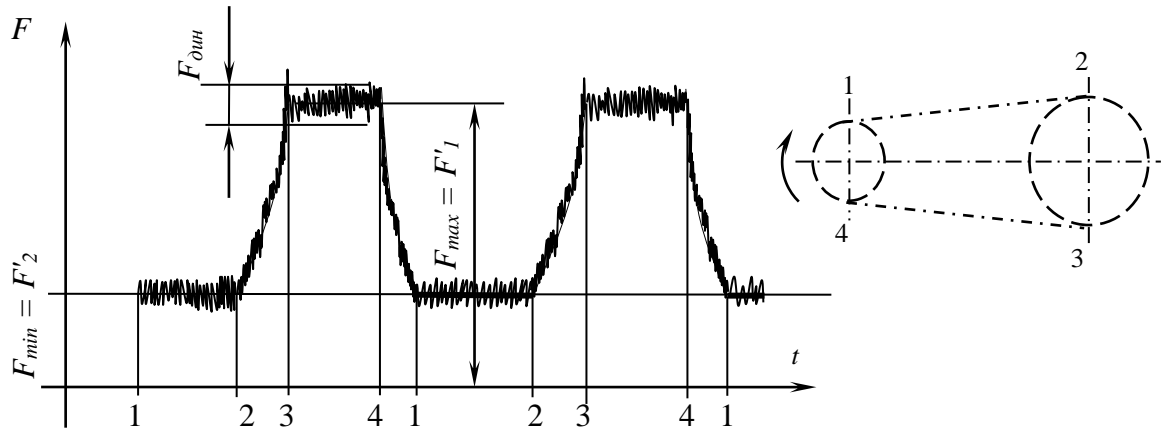


Рис.4. Схематизована діаграма зміни натягів гілок приводних багаторядних роликів ланцюгів.

Дані експериментальних випробувань для 4-рядного приводного ланцюга Новосибірського заводу, кроком 19,05 мм, наведені нижче (рис.6).

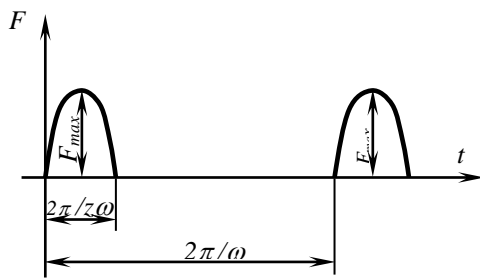


Рис.5. Діаграма зміни навантажень ланцюга на експериментальному стенді (z-число відрізків ланцюга).

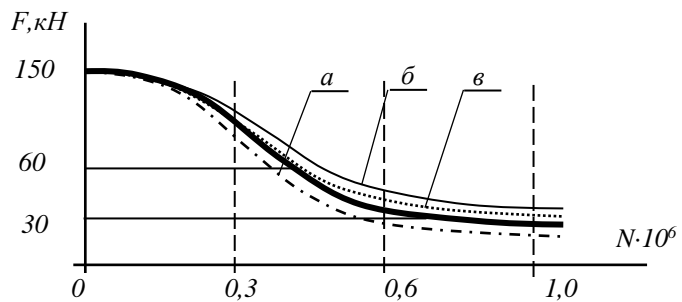


Рис.6. Експериментальні криві випробування приводного роликів ланцюга. Розривна сила $F_p = 150$ кН. Попереднє деформування: а) 100 кН; б) 70 кН; в) 35 кН.

Висновки

- В результаті випробувань було підтверджено, що дослідний стенд типу пульсатора важильно-роторного типу може успішно використовуватись в дослідних експериментах для визначення границі витривалості приводних ланцюгів різних типів і типорозмірів. Особливо ефективно його використання для порівняльних випробувань ланцюгів різних виробників, оскільки останні можуть застосовувати різні матеріали для виготовлення елементів ланцюга і різні технологічні фактори щодо термічної обробки, шорсткості прилеглих поверхонь, зазорів і натягів у з'єднаннях.

- Дослідні випробування на витривалість показали, що найчастіше руйнуються пластини як внутрішніх так і зовнішніх ланок посередині вушок, іноді в середині „талії” криволінійної пластини. Окремі випадки зустрічалися при руйнуванні пальців (валиків).

- Попереднє пластичне деформування ланцюга підвищує його витривалість, оскільки воно вирівнює навантаження на окремі пластини. Цей ефект зростає зі збільшенням числа рядів. Так, для однорядного ланцюга він майже не помітний, а для чотирирядного дозволяє підвищити втомну стійкість пластин на 10...15 %.

- Випробування показали, що для практичного використання можна рекомендувати попереднє навантаження ланцюга силою до половини значення його

руйнівної сили, оскільки менші сили особливого ефекту не додають, а їх збільшення призводить до зниження довговічності, що можна пояснити порушенням пресових з'єднань в контактi палець-пластина або втулка-пластина.

The problems of the known methods for the chains durability design, construction of the experimental testing stand for multiseriial chains, comparative data of their testing, as well as recommendations for the preliminary chain deformation value, are analyzed.

Література

1. Вороб'єв Н.В. Цепные передачи. Машиностроение, М., 1968,-С.252.
2. Ивашков И.И. Новый метод расчета цепей на прочность // Вестник машиностроения/, 1960.- №6.
3. Зубченко І.І., Дубиняк С.Г., Рибак В.Є. Кінематика і динаміка ланцюгових передач. –Львів: Видавництво Львівського університету, 1972,-С.122.
4. Зубченко І.І., Мокрицький І.Д., Зубченко О.І. Оптичний метод визначення наван-таження окремих пластин багаторядних ланцюгів // Вісник ТДТУ. -Т.2, -№ 2, 1997, -С.5.
5. Зубченко І.І., Мокрицький І.Д., Зубченко О.І. Ефективний метод підвищення якості багаторядних ланцюгів їх попереднім деформуванням // Вісник ТДТУ. –Т. 4, -№ 4, 1999, -С.5.
6. Готовцев А.А., Котенок И.П. Проектирование цепных передач //Справочник. –М.: Машиностроение, 1982.-С.331.

Одержано 14.03.2002 р.