

УДК 539.37: 621.867

## ОЦІНЮВАННЯ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ ПЛАСТИНЧАСТОГО ТЯГОВОГО ЛАНЦЮГА

JINFEI WANG<sup>1</sup>, П. С. КУНЬ<sup>2</sup>, Т. М. ЛЕНКОВСЬКИЙ<sup>2,4</sup>,  
І. А. ВІКОВИЧ<sup>3</sup>, В. М. БОЙКО<sup>2</sup>

<sup>1</sup> School of Mechanical Engineering Northwestern Polytechnic University, Shaanxi, China;

<sup>2</sup> Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, Львів;

<sup>3</sup> Національний університет "Львівська політехніка";

<sup>4</sup> ТОВ "БІП Україна", Одеса

Наведено результати моделювання методом скінченних елементів напружено-деформованого стану пластинчастого тягового ланцюга з урахуванням контактної взаємодії та тертя ланки і валика. Для наближеного розрахунку довговічності ланцюга за розподілом напружень запропоновано аналітичну залежність. Визначено умови для сили натягу ланцюга, щоб забезпечити заданий ресурс роботи в експлуатаційних умовах.

**Ключові слова:** пластинчастий ланцюг, розподіл напружень, контактна взаємодія, довговічність.

**Вступ.** У різноманітних галузях промисловості для транспортування насипних (руда, вугілля, цемент) та поштучних (цегла, пиломатеріали, виливки) вантажів використовують машини неперервної дії, основним конструкційним і несучим елементом яких є пластинчасті ланцюги. Під час експлуатації елементи конвеєра в момент пуску і встановленого руху перебувають під циклічними навантаженнями [1–3], які часто призводять до передчасного виходу з ладу ланки ланцюга [3]. У відомих стандартних методиках розрахунку напружено-деформованого стану (НДС) в ланках ланцюга вважають розподіл напружень у перемичці від краю пластини до отвору однорідним по ширині [4, 5].

У праці [6] НДС тягових ланцюгів розраховували за допомогою комп'ютерного моделювання, використовуючи програмні продукти. Але не враховували зміну НДС за контактної взаємодії валика і пластини, а також внаслідок тертя між ними. Контактна взаємодія в околі концентратора напружень впливає як на НДС, так і на довговічність. Встановлено, що джерелом зародження тріщини і подальшого руйнування ланки ланцюга є поверхня отвору. Досліджено НДС та оптимізовано конструкцію ланцюгової ланки за статичного навантаження [7, 8], але не оцінено її довговічність або залишковий ресурс роботи.

Для прогнозування безпечної експлуатації привідних ланцюгів важливо моделювати НДС з урахуванням контактного розподілу напружень, а також оцінити довговічність. Однак сьогодні недостатньо вивчено вплив контактної взаємодії системи "валик–пластина" на НДС і довговічність елементів ланцюга, тому нижче зосереджували увагу саме на цій проблемі.

**Розрахунок НДС ланки тягового пластинчастого ланцюга 16В-1.** НДС визначали методом скінченних елементів (МСЕ). Для цього створили двовимірну модель, яка враховує контактну взаємодію пластини та валика за статичного навантаження. Геометричні розміри ланцюга (рис. 1) відповідали стандарту ISO 606:

ширина пластини  $b = 21$  mm, відстань між отворами для валиків  $a = 25,4$  mm, діаметр отвору під валик  $d = 8,28$  mm, товщина пластини  $h = 4,15$  mm.

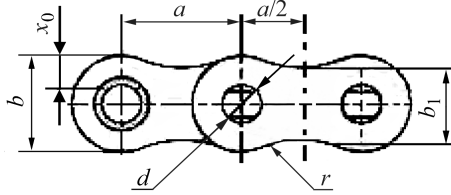


Рис. 1. Ланка тягового ланцюга 16B-1.

Fig. 1. Link of a traction chain 16B-1.

Розрахунковий радіус  $r$  скруглення по центру перешийка пластини 24,3 mm, а ширина пластини по перешийку  $b_1 = 14,8$  mm. Коефіцієнт тертя між валиком та поверхнею отвору в пластині вважали рівним 0,1 (рис. 2).

Для побудови моделі використали двовимірні восьми- та двовузлові елементи, щоб забезпечити контактну взаємодію пластини та валика. Загальна кількість елементів 527 та 60 відповідно.

Під час розбиття валика уникали радіальної симетрії елементів, а їх розмір зменшували в напрямку до зони максимальних та мінімальних контактних напружень. Для матеріалів валика та пластини задавали традиційні механічні характеристики, які притаманні сталі 30ХСГА: модуль Юнга  $E = 210$  GPa та коефіцієнт Пуассона  $\mu = 0,3$ . Крайові умови встановлювали шляхом обмеження переміщень вузлів відрізка верхньої частини моделі (див. рис. 2) у вертикальному напрямку, забезпечуючи її симетричність відносно осі абсцис. Валик під час пружного деформування навантажували силою  $P_s = 0,5$  kN, розподіленою по  $n = 136$  вузлах, що належали площині перерізу валика. Напрямок дії цих сил паралельний до осі ординат. У результаті розрахунків отримали розподіли нормальних (розтягальних) напружень у поперечному перерізі валика та на поверхні пластини ланцюга (рис. 3). Оскільки матеріал пластин ланцюгів руйнується в напрямку, перпендикулярному до напрямку дії розтягальної сили (див. рис. 4), то особливо важливо обчислити напруження  $\sigma_y$  (рис. 3b).

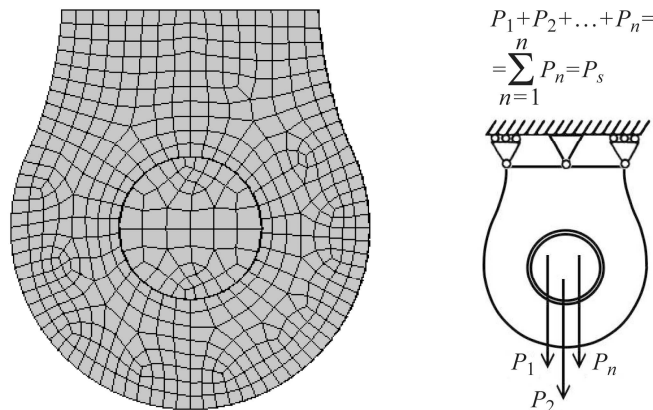


Рис. 2. Розрахункова модель та схема навантаження ланки ланцюга 16B-1.

Fig. 2. Calculation model and a link loading scheme of 16B-1 chain.

Очевидно, що розподіл напружень уздовж горизонтальної прямої, яка перетинає центр отвору, неоднорідний і знакозмінний. Зокрема, на краях пластини напруження від'ємні та стискальні. В напрямку до центра, наближаючись до деякої точки, вони стають додатними, збільшуються і набувають максимальних значень на краях отвору, досягаючи  $\sim 34$  МПа.

На основі цих результатів побудували залежність напружень  $\sigma_y$  від відносної координати  $x$ , яка характеризує відстань  $x_0$  від краю пластини до отвору під валик (рис. 5):

$$x = \frac{2x_0}{b-d}, \quad (1)$$

де  $b, d$  – геометричні параметри.

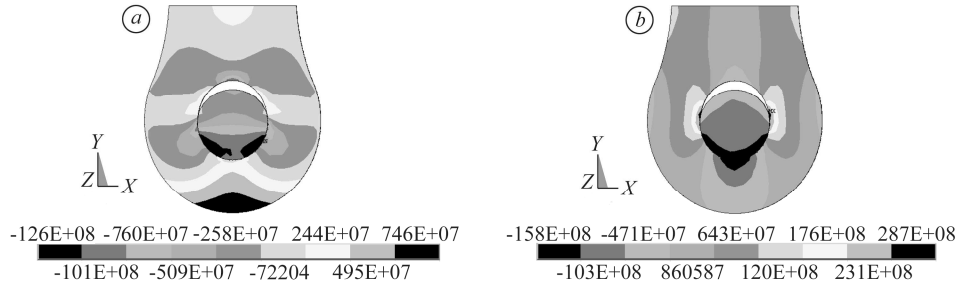


Рис. 3. Розподіл нормальних напружень  $\sigma_x$  по осі абсцис (a) та  $\sigma_y$  по осі ординат (b) в елементах ланки тягового ланцюга 16B-1.

Fig. 3. Distribution of normal stresses  $\sigma_x$  along the abscissa axis (a) and  $\sigma_y$  along the ordinate axis (b) in the elements of the link of the traction chain 16B-1.

Рис. 4. Типовий результат втомного руйнування пластини тягового ланцюга.

Fig. 4. Typical result of fatigue fracture of the traction chain plate.



Усереднені напруження  $\bar{\sigma}_y$  обчислювали за формулою

$$\bar{\sigma}_y = \frac{T}{2h(b-d)} \quad (2)$$

де  $T$  – одинична сила натягу двопластинчастого ланцюга ( $T = 1$  kN);  $h$  – товщина пластини; множник “2” у знаменнику враховує кількість пластин у ланці ланцюга. Визначені так усереднені напруження становили 9,4 МПа і майже у 3,5 рази виявились меншими за максимальні на краю отвору, розраховані МСЕ (див. рис. 5), та діяли лише у вузькому діапазоні при  $x \approx 0,6$ .

Рис. 5. Залежність нормальних напружень  $\sigma_y$  від відносної координати  $x$  у перерізі пластини ланцюга: суцільна крива – розрахунок МСЕ; штрихова – апроксимація методом найменших квадратів.

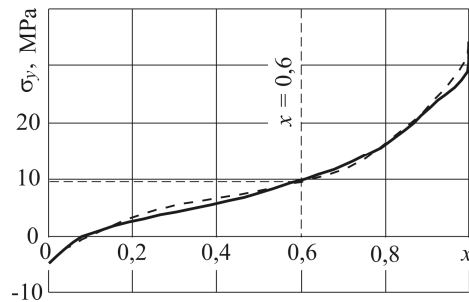


Fig. 5. Dependence of normal stresses  $\sigma_y$  on the relative coordinate  $x$  in the chain plate cross-section: solid curve – FEM calculation; dashed – approximation by the method of least squares.

Використовуючи результати апроксимації теоретичних розрахунків поліномом третього степеня (рис. 5), запишемо на основі рівняння (2) наближену формулу для визначення напружень, що діють у пластині на горизонтальній площині, яка перетинає центр отвору:

$$\sigma_y = \frac{T}{2h(b-d)} f(x). \quad (3)$$

Тут  $f(x) = -0,487 + 6,245x - 12,317x^2 + 9,938x^3$ .

Щоб оцінити довговічність роботи ланцюга чи його залишковий ресурс в експлуатаційних умовах під дією сили натягу і за відповідного розподілу нормальних (поздовжніх) напружень у поперечному перерізі ланки, використали класичні діаграми втомного руйнування (діаграми Велера) [9], які встановлюють експериментально (як правило, за асиметрії циклу навантаження  $R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max} = -1$ , тобто рівності за модулем максимального і мінімального напруження). Вони описують залежність напружень від кількості циклів навантаження до руйнування. Основною їх характеристикою є на заданій базі випробувань  $N_B$  границя витривалості  $\sigma_R$ , яка за симетричного циклу навантаження пов'язана із границею міцності матеріалу  $\sigma_B$  співвідношенням  $\sigma_{-1} \approx 0,315 \cdot \sigma_B$  [10], а за довільної асиметрії її визначають за діаграмами Гудмена [11], використовуючи параметр  $R$  та механічні характеристики матеріалу.

Оскільки ланцюгові ланки працюють у режимі віднульового циклу навантаження ( $\sigma_{\min} = 0$ ), то на основі вищезгаданого підходу за рівнянням Гербера [12] встановили:  $\sigma_0 = 1,6 \cdot \sigma_{-1} = 0,5 \cdot \sigma_B$ .

Діаграми втомного навантаження (рис. 6) можна наближено описати залежністю

$$\left( \frac{\sigma}{\sigma_R} \right)^m \cdot \left( \frac{N}{N_B} \right) = 1, \quad (4)$$

де невідомий параметр  $m$  визначаємо з умови

$$\sigma = \sigma_B \quad \text{для} \quad N = \frac{1}{4} \text{ cycles.}$$

Рівняння (4) є наближенням для визначення ресурсу роботи  $N$ , коли задані максимальні напруження  $\sigma$  циклу навантаження і механічні характеристики матеріалу ланцюга.

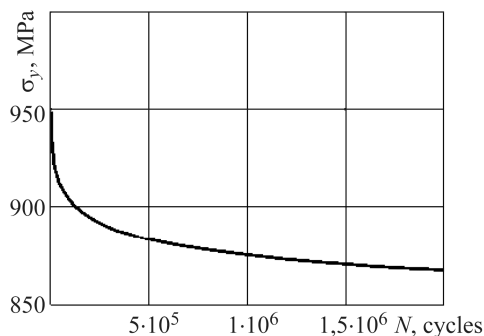


Рис. 6. Діаграма втомного руйнування сталі 30XGSA за віднульової асиметрії циклу навантаження.

Fig. 6. Fatigue fracture diagram of 30XGSA steel for a zero stress ratio.

За бази випробувань  $N_B = 2 \cdot 10^6$  cycles та механічних характеристик сталі 30XGSA:  $\sigma_B = 1080$  МПа;  $\sigma_T = 880$  МПа;  $\delta = 10\%$ ;  $\Psi = 45\%$ , із якої виготовлено ланцюг,  $m = 19,37$ , що властиво матеріалам з термічно поліпшеними поверхнями [10].

Як впливає з рис. 6 або співвідношення (4), для забезпечення ресурсу роботи ланцюга не менше  $2 \cdot 10^6$  cycles навантаження треба періодично прикладати таку силу натягу, яка викликає напруження в ланцюговій ланці біля отвору під валик, що задовольняють нерівність  $\sigma_y \leq 867,37$  МПа, а відповідна сила натягу ланцюга при цьому  $T \leq 25,51$  kN. Крім запропонованого си-

лового підходу, для визначення залишкового ресурсу в експлуатаційних умовах можна використовувати узагальнений енергетичний підхід із обробленням результатів моніторингу деформацій поверхонь [13, 14], однак, він потребує більших затрат для реалізації.

## ВИСНОВКИ

Встановлено розподіл НДС у пластині ланцюга з урахуванням контактної взаємодії системи “валик–пластина”, де напруження змінюються від стискальних до розтягальних. Співвідношення довговічності ланцюга і максимальної сили натягу описано наближеною аналітичною залежністю з використанням механічних та втомних характеристик матеріалу ланцюга.

**РЕЗЮМЕ.** Приведены результаты расчета напряженно-деформируемого состояния тяговой цепи методом конечных элементов с учетом контактного взаимодействия. Для приближенного расчета долговечности цепи за распределением напряжений предложена аналитическая зависимость. Определены условия для силы натяжения цепи, обеспечивающей заданный ресурс работы.

**Ключевые слова:** *пластинчатая цепь, распределение напряжений, контактное взаимодействие, долговечность.*

**SUMMARY.** The results of calculation of the stress-strain state of the traction chain by the finite element method taking into account contact interaction are presented. To calculate approximately the chain durability, the theoretical relation is proposed. The conditions for the force of chain tension to provide a given work resource are determined.

**Keywords:** *plate chain, stress distribution, contact interaction, durability.*

1. Осичев А. В., Ткаченко А. А. Оценка влияния приводной звездочки на динамические усилия в рабочем органе скребкового конвейера СР-71 // Вісник Кременчуцьк. держ. політехн. ун-ту ім. М. Остроградського. – 2009. – Вип. 4 (57), ч. 1. – С. 10–12.
2. Чугреев Л. И. Динамика конвейеров с цепным тяговым органом. – М.: Недра, 1976. – 160 с.
3. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підймальних і транспортувальних машин / В. С. Бондарев, О. І. Дубинець, М. П. Колісник, С. В. Бондарев, Ю. П. Горбатенко. – К.: Вищ. шк., 2009. – 734 с.
4. Скребок конвейеры: Справ. / Под ред. А. В. Леусенко. – М.: Недра, 1992. – 222 с.
5. ГОСТ 589-85. Цепи тяговые разборные, технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 2002. – 8 с.
6. Висоцька Х. А. Аналіз напружено-деформованого стану ланцюгів конвеєрів // Наук. вісник Нац. лісотехн. ун-ту України. – 2013. – Вип. 23.11. – С. 158–164.
7. Nitin G. B. and Sandeep L. S. Design and analysis of drag chain to reduce failure modes for handling of fertilizer materials // Int. J. of Eng. Res. & Techn. – 2017. – 6, № 06. – P. 705–710.
8. Kale S. R. and Navthar R. R. Analysis and optimization of chain conveyor outer link. – P. 7197–7206. DOI:10.15680/IJIRSET.2015.0408068.
9. Коцаньда С. Усталостное разрушение металлов / Пер. с польск. – М.: Металлургия, 1976. – 456 с.
10. Троценко В. Т., Сосновский Л. А. Сопротивление усталости металлов и сплавов: Справ. – К.: Наук. думка, 1987. – 1848 с.
11. Godman J. Mechanics applied to engineering. – London: Green and Company, 1899. – 104 p.
12. Heywood R. B. Designing against fatigue. – London: Chapman and Hall, 1962. – 116 p.
13. Вибір розміру бази вимірювання переміщень для визначення деформацій методом оптико-цифрової кореляції зображень / Я. Л. Іваницький, П. С. Кунь, Т. М. Ленковський, Ю. В. Мольков, С. Т. Штаюра // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2017. – 53, № 6. – С. 94–98. (The choice of spacing in measuring displacements for the evaluation of strains by the method of optical-digital image correlation / Y. L. Ivanyts'kyi, P. S. Kun, T. M. Lenkovs'kyi, Yu. V. Mol'kov, S. T. Shtayura // Materials Science. – 2018. – 53, № 6. – С. 849–854.)
14. Моделювання пружно-пластичного деформування тіла на основі енергетичного балансу та моніторингу деформацій / Wei Ming, Я. Л. Іваницький, П. С. Кунь, Р. О. Шишковський // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2019. – 55, № 3. – С. 50–54. (Modeling of the elastoplastic deformation of a body based on the energy balance and monitoring of strains / M. Wei, Ya. L. Ivanyts'kyi, P. S. Kun, R. O. Shyshkovs'kyi // Materials Science. – 2019. – 55, № 3. – P. 352–357.)

Одержано 04.02.2020