

Секція: МЕХАНІКА РУЙНУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ І КОНСТРУКЦІЙ

УДК 539.4:631.356.4

Андрій Бабій, д.т.н., проф.; І. Головецький

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна

ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕМЕНТІВ МАШИН ПРИ НЕСТАЦІОНАРНИХ ПРОЦЕСАХ НАВАНТАЖЕННЯ

Анотація. Нестационарні процеси навантаження вимагають окремих підходів до визначення конструктивних параметрів елементів машин. При проектуванні сільськогосподарської техніки ці процеси ускладнюються впливом середовищ, з якими контактують робочі органи. Проведені дослідження та розв'язані задачі на основі теорії механіки руйнування дозволяють створити надійну машину із заданим ресурсом роботи.

Ключові слова: нестационарні процеси навантаження, механіка руйнування, надійність, ресурс роботи, картоплезбиральна машина, вібраційний леміш, ґрунтове середовище.

Andriy Babii, Ph.D., Prof.; I. Holovetskyi

DETERMINATION OF DESIGN PARAMETERS FOR MACHINE ELEMENTS UNDER NON-STATIONARY LOAD PROCESSES

Abstract. Non-stationary load processes require distinct approaches to determining the design parameters of machine elements. When designing agricultural machinery, these processes are further complicated by the environmental impacts on the working components. The conducted research and problem-solving based on fracture mechanics theory enable the creation of reliable machinery with a specified operational lifespan.

Keywords: non-stationary load processes, fracture mechanics, reliability, operational lifespan, potato harvester, vibrating ploughshare, soil environment.

Розробка нової машини чи її окремого вузла супроводжується багатьма чинниками, які є невизначеними та можуть приймати відповідний діапазон значень. Задача конструктора полягає у віднаходженні оптимальних чи раціональних значень такого елемента, що дозволить машині бути надійною у роботі та забезпечити відповідний ресурс її напручування [1-8].

Ці задачі є особливо актуальними для сільськогосподарського машинобудування, де спостерігаються нестационарні процеси навантаження елементів машин та є вплив середовищ, з якими контактують робочі органи. І тут передумовами до раціонального проектування є розв'язані задачі, що пов'язані з механікою руйнування «найслабших» ланок конструкції.

При проектуванні активного лемеша картоплезбиральної машини виникла необхідність розрахувати ряд елементів, які складають кінематичний ланцюг приводу даного робочого органу. Одним із таких елементів є шатун, що через систему важелів передає зусилля від приводного кривошипа до робочого леза лемеша, яке здійснює вібраційні рухи. Підкопування бульбоносного пласту ґрунту таким способом дозволяє полегшене проникнення різальної кромки лемеша у ґрунт, сприяє утворенню направлено руху підкопаної маси його площиною, інтенсифікує сепарацію ґрунтових частинок тощо. Шатун, в свою чергу, навантажений знакозмінними зусиллями $P_{\max} = 15$ кН, $P_{\min} = -5$ кН, для якого потрібно підібрати поперечний перетин з розрахунку на витривалість. Для більш критичного підходу до розрахунку закладемо у модель виконаний у стержні шатуна отвір діаметром 5 мм як концентратор

напруження. Матеріалом шатуна буде слугувати профіль з конструкційної вуглецевої звичайної якості сталі Ст3пс з механічними характеристиками: $\sigma_b = 420$ МПа, $\sigma_T = 250$ МПа, $\sigma_{-1} = 200$ МПа.

Тоді залежність для визначення дійсного коефіцієнта концентрації буде мати вигляд

$$k_\sigma = 1 + q_\sigma(\alpha_\sigma - 1), \quad (1)$$

де q_σ – коефіцієнт чутливості матеріалу до концентрації напружень;

α_σ – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень.

Оскільки задача полягає у підборі профілю шатуна, а тому його розміри не відомі по відношенню до прийнятого діаметра отвору, то приймаємо значення теоретичного коефіцієнта концентрації напружень $\alpha_\sigma = 2$, вважаючи, що отвір порівняно малий з габаритами деталі [9], а коефіцієнт чутливості – $q_\sigma = 0,47$.

Тоді дійсний коефіцієнт концентрації буде становити $k_\sigma = 1,47$.

Коефіцієнт концентрації, що враховує стан поверхні ($\beta = 0,8$) та, задаючись коефіцієнтом масштабного фактора ($\varepsilon = 0,87$), набуде вигляду

$$(k_\sigma)_d = \frac{k_\sigma}{\varepsilon\beta} \quad (2)$$

і буде становити $(k_\sigma)_d = 2,11$.

Зв'язок між коефіцієнтом запасу міцності та описаними параметрами буде наступним [9]

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}A}{(k_\sigma)_d \frac{P_{\max} - P_{\min}}{2} + \psi_\sigma \frac{P_{\max} + P_{\min}}{2}}, \quad (3)$$

де A – площа поперечного перетину шатуна;

$\psi_\sigma = 0$ для сталі Ст3пс.

Тоді шукана площа A при заданому коефіцієнті запасу міцності для таких конструкцій $n_\sigma = 2,2$ буде рівна

$$A = \frac{n_\sigma}{\sigma_{-1}} \left((k_\sigma)_d \frac{P_{\max} - P_{\min}}{2} \right). \quad (4)$$

Підставляючи значення у залежність (4), отримаємо необхідне значення площі поперечного перетину профілю для виготовлення шатуна, $A = 2,32 \cdot 10^{-4}$ м².

За допустимими напруженнями при статичному навантаженні такого стержня отримано наступну залежність для визначення мінімальної площі поперечного перетину стержня

$$A_{cm} \geq \left[\frac{P_{\max}}{\sigma_p} \right], \quad (5)$$

де $[\sigma_p]$ – допустиме напруження на розтяг для сталі Ст3пс (при коефіцієнті запасу міцності $n_\sigma = 2,2$), $[\sigma_p] = 114$ МПа.

Тоді значення площі поперечного перетину шатуна $A_{cm} = 1,32 \cdot 10^{-4}$ м².

Тут видно, що значення знайдених площ за двома способами значно відрізняються. Проілюструємо такі зміни площ поперечного перетину профілю шатуна при зміні заданого значення коефіцієнта запасу міцності, рис. 1.

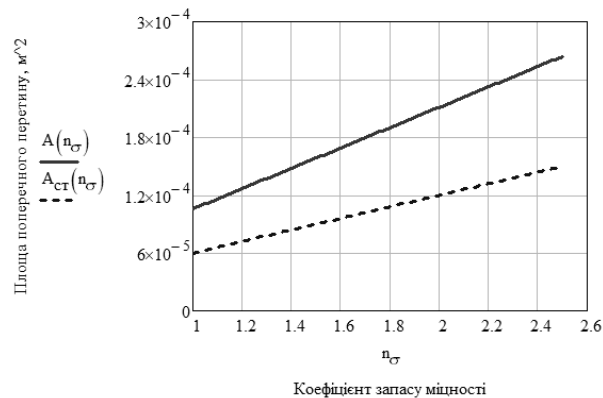


Рисунок 1 – Графічні залежності шуканих площ поперечного перетну шатуна, що знайдені за залежностями (4) – $A(n_\sigma)$ та (5) – $A_{ст}(n_\sigma)$

Отже, якщо порівняти знайдені значення площ за залежностями (4) і (5) та при коефіцієнті запасу міцності $n_\sigma = 2,2$, то видно, що площа знайдена за статичним розрахунком у 1,758 разів є меншою у порівнянні з площею за розрахунком, який враховує змінність навантаження. Тому для вибору профілю шатуна за основу приймемо площу $A = 2,32 \cdot 10^{-4}$ м². Серед сортаменту профілю найбільш близьким є перетин профільної труби 25 мм × 25 мм × 3 мм, для якої площа поперечного перетину складає $A = 2,6 \cdot 10^{-4}$. Саме такий профіль варто рекомендувати для виготовлення шатуна в системі приводу активного лемеша картоплекопача.

Перелік посилань

1. A. Nanka, I. Morozov, V. Morozov, M. Krekot, A. Poliakov, I. Kiralhazi, M. Lohvynenko, K. Sharai, A. Babiy, M. Stashkiv. Improving the efficiency of a sowing technology based on the improved structural parameters for colters. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Vol. 4. No. 1 (100) (2019) Engineering Technological Systems. P. 33 – 45.
2. Andreikiv O. E., Lysyk A.R., Shtayura N. S, and Babii A.V. Evaluation of the Residual Service Life of Thin-Walled Structural Elements with Short Corrosion-Fatigue Cracks. Materials Science. Vol. 53, No. 4, January, 2018. P. 514–521.
3. Andreikiv O.E., Babii A.V. & Dolinska, I.Ya. Influence of the Working Media and Maneuvering Loading Mode on the Service Life of Spraying Booms of Field Sprinklers. Materials Science. Vol. 56. December, 2020. P.166–173.
4. Andreykiv O., Babii A., Dolinska I., Yadzhak N., Babii M. Residual lifetime prediction of field sprayer booms under the action of manoeuvre loading and corrosive environment. Procedia Structural Integrity. Volume 36, 2022, P. 36-42.
5. Rybak T.I., Babii A.V., Bortnyk I.M., Tsion G.B., and Konovalenko S.I. Evaluation of the Service Life of the Frames of Sections of Boom Field Sprayers. Materials Science. 2019. 55, P. 374–380.
6. Бабій А.В., Головецький І.В., Герасимович П.В. Проблеми та перспективи розвитку картоплярства в Україні. Збірник тез доповідей X Міжнародної науково-практичної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“. Тернопіль 24-25 листопада 2021 року. ФОП Паляниця ВА. Т.1. С. 25-26..
7. Бабій А.В., Головецький І.В., Гладь Ю.Б. Дослідження кінематичних параметрів вібраційного лемеша картоплекопача з використанням комп'ютерної програми. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. "Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин", 2023. Вип. 53. С.227-236.
8. Головецький І.В., Бабій А.В. Аналіз конструктивних особливостей найпростіших картоплекопачів. «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва: проблеми теорії та практики»: матеріали Міжнар. наук.-практ. конфі. 29-30 вересня 2022. Тернопіль: С.49-50.
9. Писаренко С.Г. Опір матеріалів. К. : Вища школа. Головне видавн., 1986. 775 с.