

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
УКРАЇНСЬКЕ ТОВАРИСТВО З МЕХАНІКИ РУЙНУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ
НАУКОВЕ ТОВАРИСТВО ІМЕНІ ШЕВЧЕНКА • РЕДАКЦІЯ ЖУРНАЛУ «МАШИНОЗНАВСТВО»



13-й МІЖНАРОДНИЙ СИМПОЗИУМ УКРАЇНСЬКИХ ІНЖЕНЕРІВ-МЕХАНІКІВ У ЛЬВОВІ

Матеріали симпозиуму

13-th International Symposium of Ukrainian Mechanical Engineers in Lviv

Proceedings

Львів

18 — 19 травня 2017 р.

Варіювання параметрів p дає можливість, таким чином, впливати і на спектр ВЧК, і на ВФК. На цій основі можлива постановка також і оберненої задачі – визначення таких p , які дадуть бажану зміну ВЧК та ВФК.

Також розроблено параметричну математичну модель напружено-деформованого стану бронекорпусів ББМ. Як узагальнені параметри виступають структура й просторово-часовий розподіл зовнішніх навантажень. Як контрольовані – напруження та переміщення, які досягаються у різних зонах бронекорпусів ББМ. На основі формування прямих задач аналізу ставляться також і задачі синтезу, тобто визначення таких технічних рішень, які задовольняють вимогам міцності та деформативності, що безпосередньо впливають на захищеність та точність ведення вогню.

Важливою задачею для ББМ є підвищення рівня захищеності від дії фугасних, кумулятивних, осколкових, кінетичних та інших боєприпасів. Це спонукає розробляти математичні моделі вивчення результатів впливу різноманітних боєприпасів на захищеність бронекорпусів. При цьому варійованими є і характеристики засобів ураження, і проектні рішення бронекорпусів. У результаті прямої постановки такого типу задач прогноуються результати застосування того чи іншого боєприпаса до конкретної ББМ, а результатом оберненої постановки є визначення параметрів рекомендованих засобів захисту.

Окремої уваги заслуговує розгляд динамічних процесів у ББМ як нелінійних системах. При цьому втрачає справедливість для таких систем принцип суперпозиції, а також – застосовність багатьох традиційних методів, придатних для аналізу лінійних систем. Для розв'язання задач, що індиферентні до виникаючих обмежень, необхідно розробляти нові підходи, моделі та методи. Це дає змогу розв'язувати задачі аналізу динамічних процесів у нелінійній постановці, а також проводити обґрунтування тих проектно-технологічних параметрів, які забезпечують потрібний рівень ТТХ ББМ.

Нові підходи, моделі та методи розв'язання задач аналізу динамічних характеристик та процесів у ББМ як складних механічних системах запропоновані та розвинені раніше. Вони містять дуже важливу компоненту – параметричний опис самої конструкції, величин, просторових та часових розподілів зовнішніх навантажень, а також режимів бойового застосування та рівнів компонент ТТХ, яких бажано досягти для тієї чи іншої ББМ. Завдяки такій варіативності стає можливим формування оптимізаційних задач різного типу, причому характерним є, на відміну від традиційних методик, здатність зміни у процесі проектних досліджень і множини варійованих параметрів, і критеріїв, і обмежень.

Таким чином, запропоноване комплексне вирішення проблеми підвищення рівня тактико-технічних характеристик вітчизняних бойових броньованих машин.

УДК 621.1

ДОСЛІДЖЕННЯ ВЛИВУ ЕКСЦЕНТРИСИТЕТУ ОБЕРТОВИХ ЛАНОК НА КОЛИВАННЯ ПОЛОТНА СТІЧКОВОЇ ПИЛКИ

INVESTIGATING THE EFFECT OF THE ROTATING LINKS ECCENTRICITY ON THE BAND SAW BLADE VIBRATIONS

Лідія Дзюба¹, Ольга Хитряк², Ольга Меньшикова¹

¹Львівський державний університет безпеки життєдіяльності,
вул. Клепарівська, 35, м. Львів, 79007, Україна;

²Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного,
вул. Героїв Майдану, 32, м. Львів, 79012, Україна.

The main resonance of moving band saw blade with small harmonic disturbance is investigated. There was received the system of differential equations which describes the changing of amplitude and phase of band saw blade vibrations in resonance case. Based on the obtained solution the effect of the rotating links eccentricity, of an initial tension of the stretch, of the band saw blade speed and of its width on the amplitude of transverse resonant vibrations was investigated.

Попередньо розтягнуту стрічкову пилку розміщують на двох шківів. За наявності навіть незначного ексцентриситету шківів, що обертаються зі значною кутовою швидкістю, пилка під час

різання коливається у поперечному напрямі. Для зменшення робочої довжини вітки стрічкової пилки та збільшення її жорсткості в зоні пиляння використовують відтискні напрямники, ексцентриситет яких теж впливає на коливні переміщення ділянки полотна пилки. Поперечні коливання полотна пилки у площині найменшої жорсткості на згин сприяють появі циклічних напружень і, як наслідок, втомних тріщин. Навіть за незначного зовнішнього збурення у разі резонансу істотно зростає амплітуда поперечних коливань полотна пилки. Поряд з цим не вивченим є випадок можливого настання резонансних поперечних коливань полотна пилки, спричинених ексцентриситетом обертових ланок. Тому досліджено вплив ексцентриситету пилкових шківів або напрямних роликів на амплітуду поперечних резонансних коливань рухомого полотна стрічкової пилки.

Змушені поперечні коливання ділянки полотна стрічкової пилки описано в змінних Ейлера диференціальним рівнянням:

$$u_{tt} + 2vu_{xt} - (\alpha^2 - v^2)u_{xx} + \beta^2 u_{xxxx} = \varepsilon m^{-1} f(u, \dots, \theta),$$

де $u(x, t)$ – поперечне переміщення полотна стрічкової пилки з координатою x в довільний момент часу t ; v – швидкість поздовжнього руху; $f(u, \dots, \theta)$ – сила, задана відомою періодичною відносно $\theta = \mu t$ функцією, яка загалом ураховує нелінійність механічної системи та зовнішнє періодичне збурення; μ – частота зовнішнього збурення; ε – малий параметр, що вказує на невелику величину сили $f(u, \dots, \theta)$ порівняно з відновлювальною силою; $\alpha^2 = Nm^{-1}$; N – стала сила початкового натягу; $\beta = Elm^{-1}$; m – маса одиниці довжини полотна пилки; E – модуль Юнга матеріалу пилки; $I = 12^{-1}Bs^3$ – осьовий момент інерції перерізу, де B , s – ширина та висота перерізу полотна пилки.

За незначних ексцентриситетів e_1, e_2 шківів чи напрямних роликів збурення полотна пилки у точках контакту з опорами вважаємо малими, що дозволяє ввести малий параметр ε у аналітичний запис крайових умов

$$u|_{x=0} = \varepsilon e_1 \sin(\Omega_1 t); u|_{x=l} = \varepsilon e_2 \sin(\Omega_2 t); u_{xx}|_{x=0} = u_{xx}|_{x=l} = 0, \quad (1)$$

де Ω_1, Ω_2 – кутові швидкості обертання двох пилкових шківів або двох напрямних роликів, l – довжина ділянки полотна пилки.

Для аналізу динамічного процесу, описаного диференціальним рівнянням (1) та крайовими умовами (2) використано методику дослідження нелінійних коливань у системах зі збуреними крайовими умовами. У разі головного резонансу за малого гармонійного зовнішнього збурення отримано систему диференціальних рівнянь для амплітуди та фази поперечних коливань:

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= -\frac{\varepsilon}{\omega + \mu} \left\{ \frac{1}{m\pi} \int_0^{2\pi} f^*(T(t), \dot{T}(t), \dots) \sin \psi d\psi + (H_0 + H_1 \mu^2) \cos \gamma + H_2 \mu \sin \gamma \right\}; \\ \frac{d\gamma}{dt} &= \omega - \mu - \frac{\varepsilon}{(\omega + \mu)a} \left\{ \frac{1}{m\pi} \int_0^{2\pi} f^*(T(t), \dot{T}(t), \dots) \cos \psi d\psi - (H_0 + H_1 \mu^2) \sin \gamma + H_2 \mu \cos \gamma \right\}. \end{aligned} \quad (3)$$

Побудована за (3) залежність амплітуди поперечних коливань від часу для ділянки полотна стрічкової пилки завдовжки 0,5 м при напруженні початкового натягу 120 МПа за різних значень ексцентриситету показана на рис 1.

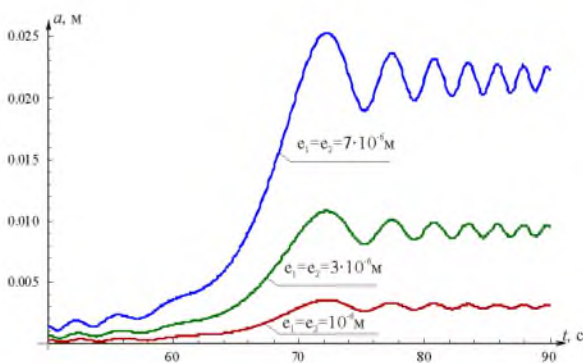


Рис. 1. Амплітуди резонансних коливань ділянки полотна стрічкової пилки

Геометричні розміри поперечного перерізу ділянки полотна пилки: $B=26$ мм, $s=1$ мм. Швидкість поздовжнього руху (швидкість різання) дорівнює $v=30$ м/с. Матеріал стрічкової пилки – сталь, фізико-механічні характеристики якої: модуль пружності першого роду $E=2,1 \cdot 10^6$ МПа, густина $\rho=7850$ кг/м³.

У разі збільшення ексцентриситету від 10^{-6} м до величини $7 \cdot 10^{-6}$ м амплітуда коливань ділянки завдовжки 0,5 м зростає майже у п'ять раз і досягає значення $25 \cdot 10^{-3}$ м. Для уникнення таких значних амплітуд потрібно забезпечувати відповідну точність виготовлення та балансування обертових мас, якими є напрямні ролики та пилкові шківі.

1. Дзюба Л. Дослідження динамічної стійкості стрічкової пилки / Л. Дзюба Л., І. Ребезнюк, О. Меньшикова, А. Пилип'як // *Машинознавство*. – Вип. 6. – 2009. – С. 34-37. 2. Кондратюк А. А. Оценка напряженного состояния ленточных пил / А. А. Кондратюк, В. К. Шилько // *Известия Томского политехнического университета*. – 2004. – Т.307. – №2. – С. 138–142. 3. Dzyuba L. Resonant vibrations of the moving band saw blade with variable tension / L. Dzyuba, O. Khytriak, O. Menshykova, I. Rebeznyuk // *Technical Sciences. Universit of Warmia and Mazury in Olsztyn (Poland)*. 2015, 18(1), 35-45. 4 Lixin Zhang *Dynamic analysis of viscoelastic serpentine belt drive systems / Zhang Lixin University of Toronto*. 1999. p.349.

УДК 629.833

АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЗУБІВ ПРИ ЛІНІЙНОМУ І КРОМКОВОМУ КОНТАКТАХ

THE ANALYSIS OF STRESS-DEFORMED STATE OF THE TEETH BY LINEAR AND EDGE CONTACTS

Юрій Кіпрєєв

Національний університет кораблебудування,
проспект Героїв України, 9, м. Миколаїв, 54025, Україна.

The stress-deformed state of contact of cylindrical side surfaces of the teeth in conditions of intersection and crossing of axes is investigated. In such contacts the point transforms under the influence of external load into the contact patch. The solutions of various authors are analyzed in comparison with the contact theory of Hertz.

Відомо, що Герц, вперше сформулював у 1881р. контактну задачу теорії пружності, прийняту за основу в розрахунках деталей машин, однак не отримав залежностей для розрахунку зближення циліндрів з паралельними осями при їх контакті. Згідно з теорією було визначено максимальний контактний тиск і півширина смужки контакту. Надалі цією проблемою займалися багато вітчизняних і зарубіжних вчених. Дехто з них вважали теорію Герца (модель – пружний півпростір) непридатною для визначення розрахунку зближення циліндрів [1, 2]. Методи досліджень цієї проблеми, можна умовно розділити на дві групи.

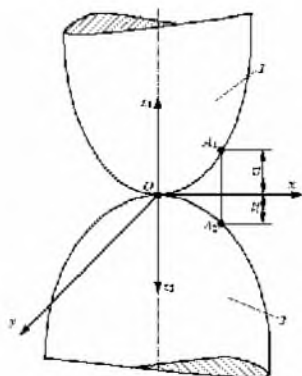


Рис. 1. Схема контакту сферичних поверхонь

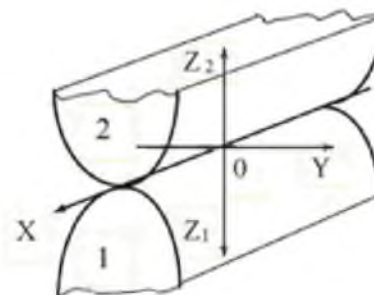


Рис. 2. Контакт циліндричних поверхонь по твірній

У першій групі [1, 3] сформувався спрощений підхід визначення величини зближення $\delta = \delta_1 + \delta_2$ осей контактуючих циліндрів з урахуванням тільки деформації в межах площадки контакту. Умова спільності деформацій зводиться до рівності ширини площадки контакту для обох тіл $b_1 = b_2 = b$. У результаті досліджень отримані однакові за формою лінійні залежності між зближенням і навантаженням $q = P/l$ смужки контакту: