

Гаврилюк А.Ф., Гудым В.И., Назаровец О.Б. Исследование режимов нагрева проводников бортовой электросети автотранспортных средств токами короткого замыкания

Исследованы основные факторы, которые влияют на возникновение пожаров на автомобилях через короткие замыкания в бортовой электросети. Экспериментальным путем установлена величина внутреннего сопротивления аккумуляторной батареи. Исследованы величины токов КЗ, которые могут возникать в бортовых электросетях с учетом переходных сопротивлений контактов, конструктивных особенностей проводников, внутреннего сопротивления аккумуляторной батареи и сопротивления в месте КЗ. Путем численного эксперимента смоделированы температуры нагрева изолированных проводников при воздействии токов КЗ. Установлены временные границы наступления установившегося температурного режима, а также время достижения температуры самовоспламенения изоляционного материала проводников марок ПВ с различными площадями поперечного сечения при действии токов КЗ. Результаты экспериментов приведены в виде графических зависимостей.

Ключевые слова: пожар автомобиля, короткое замыкание, автотранспортные средства, ток короткого замыкания, бортовая электросеть АТС.

Gavrilyuk A.F., Gydum V.I., Nazarovets O.B. The Investigation of Heating Modes of Wires Onboard Electrical Grids in Vehicles by Short-Circuit Current

The main factors affecting the occurrence of fires on vehicles due to short circuit in onboard electrical grids are investigated. The value of the internal resistance of the battery is experimentally determined. The magnitude of short-circuit current that may arise with regard to onboard electrical grids taking into account the transient resistance of contacts, design features conductors, the internal resistance of the battery and resistance in place of short circuit, is studied. Temperature of insulated wires heating under the action of short-circuit current is simulated by numerical experiments. Time limits for beginning of steady-state temperature condition and achieving self-ignition temperature insulation material of wires with different cross-sectional areas at the action of short-circuit current are established. The experimental results are presented in graphical form relationships.

Keywords: car fire, short circuit, vehicles, short-circuit current, onboard electrical grid of vehicle.

УДК 674.053:621.935 **Доц. Л.Ф. Дзюба¹, канд. техн. наук; викл. О.І. Хитряк², канд. техн. наук; доц. О.В. Меньшикова¹, канд. фіз.-мат. наук; проф. І.Т. Ребезнюк³, д-р техн. наук**

ПОРІВНЯЛЬНЕ ОЦІНЮВАННЯ ПОПЕРЕЧНИХ РЕЗОНАНСНИХ КОЛИВАНЬ СТРІЧКОВОЇ ПИЛКИ ЗІ СТАЛИМ І ЗМІННИМ НАТЯГОМ

Досліджено поперечні згинальні коливання стрічкової пилки у резонансному випадку з урахуванням сталої та змінної у часі сил натягу її полотна та зовнішнього періодичного збурення. Для побудови розв'язку диференціального рівняння поперечних коливань і визначення резонансних амплітуд ділянок рухомого полотна стрічкової пилки використано метод Бубнова-Гальоркіна та основні ідеї методів збурень. Отримано систему диференціальних рівнянь, що описує основні параметри коливань досліджуваного об'єкта. Проаналізовано вплив змінного складника сили натягу на амплітуду резонансних коливань.

Ключові слова: поперечні коливання, резонанс, стрічкова пилка, сила натягу, швидкість, амплітуда коливань.

¹ Львівський ДУ безпеки життєдіяльності;

² Академія сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного;

³ НЛТУ України, м. Львів

Актуальність завдання та огляд основних результатів. У пружній системі механізму різання горизонтального стрічковопилкового верстата під час вмикання виникають значні динамічні навантаження, зумовлені несталістю електромагнітного моменту двигуна та пружних властивостей складників цього механізму [1, 2]. Коливання та динамічні навантаження, що виникають як під час перехідних процесів, так і під час усталеного режиму роботи механізму різання стрічковопилкового верстата негативно впливають на довговічність стрічкової пилки та на якість отримуваних пиломатеріалів. Зокрема поперечні коливання полотна стрічкової пилки, тобто коливання у площині найменшої жорсткості полотна, зумовлюють появу циклічних напружень, що призводить до зниження довговічності стрічкової пилки. Особливо небезпечними ці коливання є у разі настання резонансу, коли істотно зростає амплітуда коливань.

Коливні явища у механізмі різання загалом та коливання стрічкової пилки зокрема досліджено у роботах [1, 3-5]. У [1] розглянуто крутильні коливання механізму різання горизонтального стрічковопилкового верстата в усталеному режимі роботи з урахуванням змінної сили різання. Власні поперечні та крутильні коливання полотна стрічкової пилки досліджено у [3, 4]. Однак у прийнятих розрахункових моделях у [3, 4] не взято до уваги рух полотна пилки та змінність сили попереднього натягу. У праці [5] розглянуто поперечні резонансні коливання рухомого полотна стрічкової пилки за постійного його попереднього натягу. Тому доцільно дослідити поперечні коливання полотна стрічкової пилки з урахуванням як швидкості його поздовжнього руху (швидкості різання), так і зміни сили його попереднього натягу.

Формування задачі та методика її розв'язування. Складником пружної системи механізму різання є встановлена з натягом на пилкових шківів 1 стрічкова пилка 2 (рис. 1). Довжина ділянки тягнутої вітки стрічкової пилки l_1 дорівнює відстані між центрами пилкових шківів. Робоча вітка стрічкової пилки 2, завдовжки l , спрямована напрямними роликками 3. Незначний ексцентриситет пилкових шківів і напрямних роликків, а також змінна кутова швидкість $\omega(t)$ тягового пилкового шківів 1 за перехідного режиму під час умикання верстата зумовляють змінення початкового натягу полотна пилки. Загалом прийемо, що сила натягу змінюватиметься в часі $N = N(t)$.

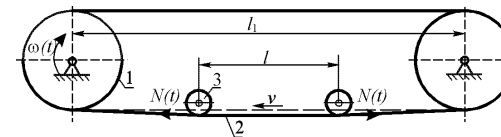


Рис. 1. Схема механізму різання

У поперечному напрямку від зовнішнього збурення можуть коливатись ділянки робочої вітки полотна між напрямними роликками завдовжки l і неробочої вітки полотна пилки завдовжки l_1 між пилковими шківів (рис. 1). В обох випадках за розрахункову схему ділянок полотна пилки приймаємо стрижень на двох шарнірних опорах (рис. 2), вважаючи, що контакт полотна стрічкової пилки з пилковими шківів та напрямними роликками є постійно безвідривним. Тому вважаємо, що в точках дотикання полотна пилки з пилковими шківів та напрямними роликками відсутні поперечні переміщення. Зважаючи на поздовжній

рух пилки, враховуємо його швидкість v та досліджуємо відхилення $u(x,t)$ перерізу полотна з координатою x у поперечному напрямку.

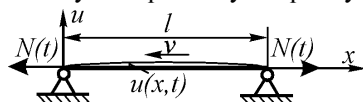


Рис. 2. Розрахункова схема ділянки полотна стрічкової пилки

Змушені поперечні коливання полотна стрічкової пилки, як рухомого стрижня сталого поперечного перерізу, у змінних Ейлера опишемо диференціальним рівнянням із частинними похідними [6-8]:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + 2v \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} + v^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - N(t) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \beta^2 \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} = \varepsilon f(x,t), \quad (1)$$

де: $u(x,t)$ – поперечне переміщення полотна стрічкової пилки з координатою x у довільний момент часу t ; ε – малий параметр, що у правій частині рівняння означає малу величину збурювальної сили $f(x,t)$ порівняно з відновлювальною силою; $\beta^2 = EI / m$, m – маса одиниці довжини полотна пилки, E – модуль пружності матеріалу (сталь), $I = (B \cdot s^3) / 12$ – осьовий момент інерції прямокутного поперечного перерізу полотна пилки відносно нейтральної осі, B , s – ширина та висота поперечного перерізу полотна пилки; $N(t)$ – змінна сила натягу.

Відповідно до розрахункової схеми (рис. 2) крайові умови, потрібні для розв'язування диференціального рівняння (1), такі:

$$u|_{x=0} = u|_{x=l} = 0; \quad \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}|_{x=0} = \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}|_{x=l} = 0, \quad (2)$$

де l – довжина відповідної ділянки полотна стрічкової пилки.

Дію зовнішньої збурювальної сили, що може виникати від ексцентриситету пилкових шківів чи напрямних роликів, задамо так:

$$f(x,t) = H \sin(\Omega t), \quad (3)$$

де H , Ω – амплітуда та частота зовнішнього збурення.

Зміну сили натягу задамо гармонійним законом [9, 10]:

$$N(t) = N_0 + \varepsilon N_1 \cos \mu t, \quad (4)$$

де: N_0 – сталий складник сили попереднього натягу, μ – частота зміни сили натягу, N_1 – амплітуда змінного складника сили натягу.

Таке подання сили натягу в разі відсутності процесу пиляння цілком обґрунтоване, адже під час експлуатування стрічкової пилки сила натягу містить сталий статичний та змінний динамічний складники [11]. Уважаємо, що сталий статичний складник становить попередній натяг у полотні стрічкової пилки. Динамічний складник, що його визначають коливними явищами та динамічними навантаженнями у пружній системі механізму різання, є незначний порівняно зі статичним, коли немає процесу різання. Це відображає малий параметр ε у співвідношенні (4).

Якщо врахувати (3), (4), диференціальне рівняння (1) матиме форму:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + 2v \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} - \left(\frac{N_0}{m} - v^2 \right) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \beta^2 \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} = \varepsilon \left(H \sin \Omega t + \frac{N_1}{m} \cos \mu t \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right). \quad (5)$$

Отож, завдання полягає у знаходженні розв'язку диференціального рівняння (5) за крайових умов (2). Залежно від співвідношення між частотою власних коливань полотна стрічкової пилки ω , частотою зовнішнього збурення Ω та частотою зміни натягу μ можна розглядати різні випадки поперечних коливань: нерезонансний, підходу до резонансу та резонансний. Як було зазначено вище, найважливішим є дослідження коливань полотна стрічкової пилки під впливом періодичного збурення та змінної сили натягу в резонансному випадку. У цьому разі до значного зростання амплітуди коливань призводять періодичні сили, частоти яких перебувають у раціональному співвідношенні з головною частотою частотного спектра $\Omega \approx \frac{p}{q} \omega$, де p і q – взаємно прості числа. У разі, якщо $p = q = 1$ (тобто $\Omega \approx \omega$), то резонанс називають головним або звичайним. У разі $q = 1$ (тобто $\Omega \approx p\omega$) виникне резонанс на обертонах власної частоти (демультиплікаційний або параметричний). Стосовно параметричного резонансу треба зазначити, якщо розглядати динамічний складник сили натягу як збурювальну силу та врахувати середній вплив цієї зовнішньої сили за великий проміжок часу, то в першому наближенні виникають тільки параметричні резонанси виду $2\omega \approx \mu$ [12].

Проведемо дослідження головного та параметричного резонансу в комплексі. Це дає змогу за малого гармонійного збурення обмежитись тільки першим наближенням. Аналітичний розв'язок такого завдання через урахування швидкості поздовжнього руху пов'язане зі значними математичними труднощами. Тому пропонуємо спосіб розв'язування, що базується на використанні основних ідей методів Бубнова-Гальоркіна [12] та збурень [13]. Відповідно до цього, розв'язок рівняння (5) за крайових умов (2), можна подати так:

$$u(x,t) = \sum_{k=1}^s X_k(x) T_k(t), \quad (6)$$

де $X_k(x)$ – функції, що задовольняють крайові умови (2), тобто $X_k(0) = X_k(l) = 0$ та $X_k''(0) = X_k''(l) = 0$. Легко перекоонатись, що прийнятною буде система функцій

$$\{X_k(x)\} = \left\{ \sin \frac{k\pi}{l} x \right\}.$$

Одночастотними розв'язками рівняння (5) за однорідних крайових умов (2) є:

$$u(x,t) = \sin \left(\frac{k\pi x}{l} \right) T(t), \quad k = 1, 2, \dots, \quad (7)$$

де функцію $T(t)$ визначають залежно від початкових умов. Тут і далі індекс k , що позначає форму коливань, опущений.

Підставивши (7) в (5), отримаємо:

$$\begin{aligned} \ddot{T}(t) \sin \left(\frac{k\pi x}{l} \right) - 2v \frac{k\pi}{l} \dot{T}(t) \cos \left(\frac{k\pi x}{l} \right) + \left(\frac{N_0}{m} - v^2 \right) \left(\frac{k\pi}{l} \right)^2 T(t) \sin \left(\frac{k\pi x}{l} \right) + \\ + \beta^2 \left(\frac{k\pi}{l} \right)^4 \sin \left(\frac{k\pi x}{l} \right) = \varepsilon \left(H \sin \Omega t - \frac{N_1}{m} \left(\frac{k\pi}{l} \right)^2 T(t) \cos \mu t \cdot \sin \left(\frac{k\pi x}{l} \right) \right). \end{aligned} \quad (8)$$

Помноживши обидві частини диференціального рівняння (8) на $\sin \frac{k\pi}{l} x$ та проінтегрувавши отримані вирази в межах від 0 до l , отримаємо диференціальне рівняння для знаходження невідомих $T_k(t)$:

$$\ddot{T}(t) + \omega^2 T(t) = \varepsilon (\omega^2 H_2 T(t) \cos \mu t + H_3 \sin \Omega t), \quad (9)$$

де прийняті позначення $\omega^2 = \left(\frac{k\pi}{l}\right)^2 \left[\left(\frac{k\pi}{l}\right)^2 \beta^2 + \frac{N_0}{m} - v^2 \right]$, $H_2 = \frac{2H(1 - \cos k\pi)}{k\pi}$,

$$H_3 = \frac{-N_1}{S_0 - mv^2 + m \left(\frac{k\pi}{l}\right)^2 \beta^2}.$$

Рівняння (9) належить до класу лінійних неоднорідних диференціальних рівнянь з квазіперіодичними коефіцієнтами. Дослідити їх значно складніше порівняно з лінійними однорідними диференціальними рівняннями з періодичними коефіцієнтами, проте наявність малого параметра ε істотно спрощує задачу. Зазначений факт уможливорює використання асимптотичних методів Крилова-Боголюбова для будівництва розв'язку рівняння (9) та досліджування на його базі амплітуди резонансних коливань.

Відомо [12], що за резонансу різниця фаз між власними коливаннями та зовнішнім збуренням істотно впливає на амплітуду та частоту резонансних коливань. Тому для побудування диференціальних рівнянь, що описують зміну амплітуди та фази коливань, зручно ввести різницю фаз:

$$\gamma = \psi - \theta,$$

де: $\theta = \frac{\mu t}{2}$, ψ – фаза власних коливань. Окрім цього, за резонансу основні параметри коливань (амплітуда та фаза) є функціями, що залежать як від амплітуди, так і від різниці фаз γ .

Використовуючи загальну ідею методу Крилова-Боголюбова-Митропольського [12], одночастотний розв'язок рівняння (9) у першому наближенні запишемо так:

$$T(t) = a \cos(\theta + \gamma) + \varepsilon T_1(a, \gamma, \theta), \quad (10)$$

де амплітуда a та різниця фаз між власними коливаннями й зовнішнім збуренням γ є змінні у часі величини. Базою для їхнього визначання є диференціальні рівняння:

$$\frac{da}{dt} = \varepsilon \Lambda(a, \gamma); \quad \frac{d\gamma}{dt} = \omega - \frac{\mu}{2} + \varepsilon \Xi(a, \gamma), \quad (11)$$

де $\Lambda(a, \gamma)$, $\Xi(a, \gamma)$ – невідомі функції, що їх треба знайти так, щоб залежність (10), коли у неї підставити розв'язок системи (11), задовольняла рівняння (9). Зауважимо, що функції $\Lambda(a, \gamma)$, $\Xi(a, \gamma)$ мають бути періодичними за змінною γ з періодом 2π . Щоб знайти ці функції, продиференціюємо (10) за часом:

$$\begin{aligned} \frac{dT}{dt} &= \frac{da}{dt} \cos(\theta + \gamma) - a \sin(\theta + \gamma) \left\{ \frac{\mu}{2} + \frac{d\gamma}{dt} \right\} + \varepsilon \left\{ \frac{da}{dt} \frac{\partial T_1}{\partial a} + \frac{d\gamma}{dt} \frac{\partial T_1}{\partial \gamma} + \frac{\partial T_1}{\partial t} \right\}; \\ \frac{d^2 T}{dt^2} &= \frac{d^2 a}{dt^2} \cos(\theta + \gamma) - 2 \frac{da}{dt} \sin(\theta + \gamma) \left\{ \frac{\mu}{2} + \frac{d\gamma}{dt} \right\} - a \cos(\theta + \gamma) \left\{ \frac{\mu}{2} + \frac{d\gamma}{dt} \right\}^2 - \\ &- a \sin(\theta + \gamma) \frac{d^2 \gamma}{dt^2} + \varepsilon \left\{ \frac{d^2 a}{dt^2} \frac{\partial T_1}{\partial a} + \left(\frac{da}{dt} \right)^2 \frac{\partial^2 T_1}{\partial a^2} + \frac{d^2 \gamma}{dt^2} \frac{\partial T_1}{\partial \gamma} + \left(\frac{d\gamma}{dt} \right)^2 \frac{\partial^2 T_1}{\partial \gamma^2} + \right. \\ &+ 2 \frac{da}{dt} \frac{d\gamma}{dt} \frac{\partial^2 T_1}{\partial a \partial \gamma} + 2 \frac{da}{dt} \frac{\partial^2 T_1}{\partial t \partial a} + 2 \frac{d\gamma}{dt} \frac{\partial^2 T_1}{\partial t \partial \gamma} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial t^2} \left. \right\}. \end{aligned} \quad (12)$$

Із співвідношень (11) випливає, що

$$\begin{aligned} \frac{d^2 a}{dt^2} &= \varepsilon^2 \frac{\partial \Lambda(a, \gamma)}{\partial a} \Lambda(a, \gamma) + \varepsilon \left(\omega - \frac{\mu}{2} \right) \frac{\partial \Lambda(a, \gamma)}{\partial \gamma} + \varepsilon^2 \frac{\partial \Xi(a, \gamma)}{\partial \gamma} \Xi(a, \gamma); \\ \frac{d^2 \gamma}{dt^2} &= \varepsilon^2 \frac{\partial \Xi(a, \gamma)}{\partial a} \Lambda(a, \gamma) + \varepsilon \left(\omega - \frac{\mu}{2} \right) \frac{\partial \Xi(a, \gamma)}{\partial \gamma} + \varepsilon^2 \frac{\partial \Xi(a, \gamma)}{\partial \gamma} \Xi(a, \gamma); \\ \left(\frac{da}{dt} \right)^2 &= \varepsilon^2 \Lambda^2(a, \gamma); \quad \frac{da}{dt} \frac{d\gamma}{dt} = \varepsilon \left(\omega - \frac{\mu}{2} \right) \Lambda(a, \gamma) + \varepsilon^2 \Lambda(a, \gamma) \Xi(a, \gamma); \end{aligned} \quad (13)$$

$$\left(\frac{d\gamma}{dt} \right)^2 = \left(\omega - \frac{\mu}{2} \right)^2 + 2\varepsilon \left(\omega - \frac{\mu}{2} \right) \Xi(a, \gamma) + \varepsilon^2 \Xi(a, \gamma)^2.$$

Підставляючи (10) у рівняння (9) і враховуючи (12) та (13), після прирівнювання коефіцієнтів за однакових степенів ε , отримуємо диференціальне рівняння першого наближення, що поєднує функції $T_1(a, \gamma, \theta)$, $\Lambda(a, \gamma)$, $\Xi(a, \gamma)$:

$$\begin{aligned} \left(\omega - \frac{\mu}{2} \right) \frac{\partial \Lambda(a, \gamma)}{\partial \gamma} \cos(\theta + \gamma) - \left(\omega - \frac{\mu}{2} \right) a \frac{\partial \Xi(a, \gamma)}{\partial \gamma} \sin(\theta + \gamma) - 2\omega \Lambda(a, \gamma) \sin(\theta + \gamma) - \\ - 2\omega a \Xi(a, \gamma) \cos(\theta + \gamma) + \left(\omega - \frac{\mu}{2} \right)^2 \frac{\partial^2 T_1}{\partial \gamma^2} + 2 \left(\omega - \frac{\mu}{2} \right) \frac{\partial^2 T_1}{\partial t \partial \gamma} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial t^2} + \omega^2 T_1 = \\ = \omega^2 H_2 a \cos(\theta + \gamma) \cos 2\theta + H_3 \sin \theta. \end{aligned} \quad (14)$$

За резонансу (14) набуває форми:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 T_1}{\partial t^2} + \omega^2 T_1 = \omega^2 H_2 a \cos(\theta + \gamma) \cos 2\theta + \\ + H_3 \sin \theta + 2\omega \Lambda(a, \gamma) \sin(\theta + \gamma) + 2\omega a \Xi(a, \gamma) \cos(\theta + \gamma). \end{aligned} \quad (15)$$

Вважається [13], що функція $T_1(a, \gamma, \theta)$ разом з її частинними похідними до другого порядку є 2π -періодичними за $\psi = \theta + \gamma$ і не містять у розкладах доданків пропорційних $\sin \psi$ і $\cos \psi$. Це дає змогу отримати з диференціального рівняння (15) такі рівняння для знаходження функцій $\Lambda(a, \gamma)$, $\Xi(a, \gamma)$:

$$\begin{aligned} \omega^2 H_2 a \int_0^{2\pi} \cos \psi \cos 2(\psi - \gamma) \sin \psi d\psi + \int_0^{2\pi} H_3 \sin(\psi - \gamma) \sin \psi d\psi + \\ + 2\omega \Lambda(a, \gamma) \int_0^{2\pi} \sin \psi \sin \psi d\psi + 2\omega a \Xi(a, \gamma) \int_0^{2\pi} \cos \psi \sin \psi d\psi = 0; \end{aligned}$$

$$\omega^2 H_2 a \int_0^{2\pi} \cos \psi \cos 2(\psi - \gamma) \cos \psi d\psi + \int_0^{2\pi} H_3 \sin(\psi - \gamma) \cos \psi d\psi + 2\omega \Lambda(a, \gamma) \int_0^{2\pi} \sin \psi \cos \psi d\psi + 2\omega a \Xi(a, \gamma) \int_0^{2\pi} \cos \psi \cos \psi d\psi = 0.$$

Обчисливши інтеграли, маємо:

$$\frac{\omega^2 H_2 a \pi}{2} \sin \gamma + H_3 \pi \cos \gamma + 2\omega \pi \Lambda(a, \gamma) = 0;$$

$$\frac{\omega^2 H_2 a \pi}{2} \cos 2\gamma - H_3 \pi \sin \gamma + 2\omega \pi \Xi(a, \gamma) = 0. \tag{16}$$

Визначивши із (16) функції $\Lambda(a, \gamma)$, $\Xi(a, \gamma)$, на основі (11) отримуємо систему диференціальних рівнянь, що описує основні параметри коливань:

$$\frac{da}{dt} = -\frac{\varepsilon}{(\omega + 0.5\mu)} \left(\frac{a H_2 \omega^2}{2} \sin 2\gamma + H_3 \cos \gamma \right);$$

$$\frac{d\gamma}{dt} = \omega - 0.5\mu - \frac{\varepsilon}{(\omega + 0.5\mu)} \left(\frac{H_2 \omega^2}{2} \cos 2\gamma - \frac{H_3}{a} \sin \gamma \right). \tag{17}$$

Графічні залежності амплітуди резонансних коливань від часу (рис. 3) для полотна стрічкової пилки завширшки 26 мм, завтовшки 1 мм на робочій ділянці завдовжки 0,5 м (за умови: матеріал стрічкової пилки – сталь, модуль пружності першого роду $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа, густина $\rho=7850$ кг/м³, $v=30$ м/с), будували на підставі розрахунку рівняння (17). Крива 1 на рис. 3 відповідає силі попереднього сталого натягу, за якого напруження в полотні пилки дорівнює 120 МПа, крива 2 – напруження 160 МПа, крива 3 – напруження 200 МПа.

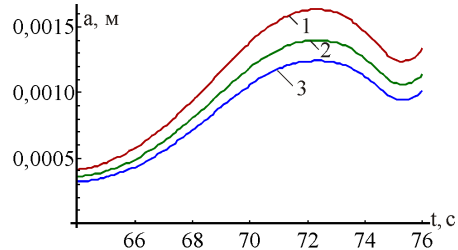


Рис. 3. Амплітуда резонансних коливань ділянки полотна стрічкової пилки з параметрами: $B = 26$ мм, $s = 1$ мм, $l = 0,5$ м

На ділянці полотна пилки між напрямними роликками, коли зростає напруження попереднього натягу від 120 МПа (крива 1, рис. 3) до 200 МПа (крива 3, рис. 3), амплітуда резонансних коливань спадає на 0,4 мм. Отже, полотно стрічкової пилки за більшого напруження попереднього натягу плавніше ввійде в пропилю за умови незначного коливання сили попереднього натягу, коли динамічний складник цієї сили становить 0,1 % від статичного.

Амплітуди резонансних коливань неробочої вітки полотна стрічкової пилки за різних напружень попереднього натягу отримано за таких самих геометричних параметрів поперечного перерізу полотна пилки, як і для робочої вітки, і довжини ділянки $l_1=1,3$ м. Зі збільшенням довжини ділянки полотна, ам-

плітуда резонансних коливань зростає до 4,4 мм посередині ділянки за найменшого напруження попереднього натягу 120 МПа (крива 1, рис. 4) і зменшується до 3,3 мм за напруження попереднього натягу 200 МПа (крива 3, рис. 4).

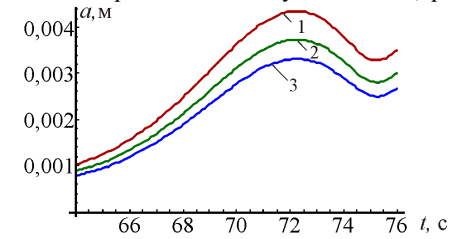


Рис. 4. Амплітуда резонансних коливань ділянки полотна стрічкової завдовжки $l = 1,3$ м

Табл. 1. Амплітуди резонансних коливань ділянок полотна стрічкової пилки

Ширина полотна пилки B , мм	Швидкість різання v , м/с	Напруження попереднього натягу σ_0 , МПа	Сталий складник сили натягу N_0 , Н	Амплітуда резонансних коливань a , м	
Довжина ділянки полотна				$l = 0,5$ м	$l_1 = 1,3$ м
26	30	120	3120	0,0016	0,0044
		160	4160	0,0014	0,0037
		200	5200	0,0012	0,0033
52	30	120	6240	0,0016	0,0043
		160	8320	0,0014	0,0037
		200	10400	0,0012	0,0033
26	50	120	3120	0,0017	0,0046
		160	4160	0,0015	0,0039
		200	5200	0,0013	0,0034
52	50	120	6240	0,0017	0,0046
		160	8320	0,0015	0,0039
		200	10400	0,0013	0,0034

Табл. 2. Амплітуди резонансних коливань ділянок полотна стрічкової пилки за постійної та змінної сил натягу

Ширина полотна пилки B , мм	Швидкість різання v , м/с	Напруження попереднього натягу σ_0 , МПа	Сталий складник сили натягу N_0 , Н	Динамічний складник сили натягу N_1 , Н	Амплітуда резонансних коливань a , м	
Довжина ділянки полотна					$l = 0,5$ м	$l_1 = 1,3$ м
26	30	200	5200	0	0,00121	0,00328
				5,2	0,00124	0,00331
				10	0,00130	0,00335
52	30	200	6240	0	0,00160	0,00432
				6,24	0,00163	0,00434
				12,48	0,00168	0,00438
26	50	200	5200	0	0,00125	0,00339
				5,2	0,00129	0,00343
				10	0,00135	0,00348
52	50	200	6240	0	0,00170	0,00457
				6,24	0,00174	0,00462
				12,48	0,00180	0,00466

Результати обчислень резонансних амплітуд ділянок полотна стрічкової пилки за двох значень ширини полотна і швидкості різання; різних значень напруження попереднього натягу та відповідного до напруження сталого складника сили попереднього натягу наведено в табл. 1. У проведених обчисленнях змінний складник сили попереднього натягу становив 0,1 % від сталого.

У табл. 2 зазначено значення резонансних амплітуд ділянок полотна стрічкової пилки за постійної та змінної сил натягу у разі найбільшого попереднього натягу з напруженням 200 МПа. Як видно з табл. 2, зі збільшенням динамічного складника сили натягу відбувається зростання амплітуди резонансних коливань.

Висновки. Унаслідок розв'язання диференціального рівняння змущених поперечних коливань полотна стрічкової пилки, як розтягнутого рухомого стрижня сталого поперечного перерізу зі змінною силою натягу, отримано амплітуди резонансних коливань ділянок полотна пилки. Теоретично встановлено, що ділянка робочої вітки полотна пилки між напрямними роликками та ділянка неробочої вітки між пилковими шківками можуть коливатись у резонансному режимі через наявність навіть незначної збурювальної сили, що виникає внаслідок ексцентриситету напрямних роликків чи пилкових шківків. До того ж враховано змінювання сили попереднього натягу, що зумовлюється коливними явищами та динамічними навантаженнями у пружній системі механізму різання. За умови постійного натягу амплітуди резонансних коливань ділянок полотна пилки менша на 7-8 % від амплітуди цих коливань у разі змінного натягу навіть за незначної зміни сили натягу. За наявності змінної сили натягу швидкість різання та ширина полотна істотно не впливають на амплітуду резонансних коливань полотна стрічкової пилки.

Література

1. Ребезнюк І.Т. Розвиток наукових основ розпилювання деревини на стрічкопилкових верстатах : дис. ... д-ра техн. наук: спец. 05.05.04 – "Машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт" / Ребезнюк Ігор Тарасович. – Львів, 2009. – 375 с.
2. Дзюба Л.Ф. Напруження в полотні стрічкової пилки під час запускання верстата / Л.Ф. Дзюба, І.Т. Ребезнюк, О.В. Меньшикова // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій : праці конф. – Львів : Вид-во КНПІАТ-РІ ЛПД, 2012. – С. 123-128.
3. Исупова Т.С. Прогнозирование работоспособности ленточных пил / Т.С. Исупова // Лесной журнал : Известия ВУЗ. – 1981. – № 5. – С. 75-78.
4. Малышев Ю.В. Теоретическое определение собственных частот полотна ленточной пилы в станке / Ю.В. Малышев // Лесной журнал : Известия ВУЗ. – 1977. – № 2. – С. 92-96.
5. Дзюба Л.Ф. Поперечні коливання полотна стрічкової пилки / О.І. Хитряк, І.Т. Ребезнюк // Науковий вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. – Львів : РВВ НЛТУ України. – 2012. – Вип. 22.11. – С. 137-142.
6. Chen L.Q. Dynamic stability of an axially moving viscoelastic beam / L.Q. Chen, X.D. Yang, C.J. Cheng // European journal of mechanics a solids. – 2004. – Vol. 23. – Pp. 659-666.
7. Sze K.Y. The incremental harmonic balance method for nonlinear vibration of axially moving beams / K.Y. Sze, S.H. Chen, J.L. Huang // Journal of Sound and Vibration. – 2005. – Vol. 281. – Pp. 611-626.
8. Сокіл М.Б. Згинні коливання гнучких елементів систем приводів і структура розв'язку їх математичних моделей / М.Б. Сокіл // Науковий вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. – Львів : РВВ НЛТУ України. – 2012. – Вип. 22.1. – С. 141-147.
9. Гащук П.М. Параметричне збурення гнучкого робочого елемента механічного приводу / П.М. Гащук, І.І. Назар // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні : Укр. міжвідом. наук.-техн. зб. – Львів, 2008. – № 42. – С. 65-69.

10. Сокіл Б.І. Застосування асимптотичного методу для неоднорідних крайових задач, які описують нелінійні коливання систем, що характеризуються позовжнім рухом / Б.І. Сокіл, Х.І. Ліщинська // Динаміка, міцність та проектування машин і приладів : зб. наук. праць. – Львів, 2008. – № 614. – С. 120-124.

11. Исупова Т.С. Прогнозирование работоспособности ленточных пил / Т.С. Исупова // Лесной журнал : Известия ВУЗ. – 1981. – № 5. – С. 75-78.

12. Боголюбов Н.Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Н.Н. Боголюбов, Ю.А. Митропольский. – М. : Изд-во "Наука", 1974. – 501 с.

13. Найфе А.Х. Методы возмущений / А.Х. Найфе. – М. : Изд-во "Мир", 1976. – 456 с.

Дзюба Л.Ф., Хитряк О.І., Меньшикова О.В., Ребезнюк І.Т. Сравнительная оценка поперечных резонансных колебаний ленточной пилы с постоянным и сменной натяжением

Исследованы поперечные изгибные колебания ленточной пилы в резонансном случае с учетом постоянной и сменной во времени силы натяжения её полотна и внешнего периодического возмущения. Для построения решения дифференциального уравнения поперечных колебаний и определения резонансных амплитуд участков движущегося полотна ленточной пилы использованы метод Бубнова-Гальоркина и основные идеи методов возмущений. Получена система дифференциальных уравнений, описывающая основные параметры колебаний исследуемого объекта. Проанализировано влияние переменной составляющей силы натяжения на амплитуду резонансных колебаний.

Ключевые слова: поперечные колебания, резонанс, ленточная пила, сила натяжения, скорость, амплитуда колебаний.

Dzyuba L.F., Khytriak O.I., Menshikova O.V., Rebeznyuk I.T. Comparative Evaluation of Transverse Band Saw Resonant Oscillations with Constant or Variable Tension

Resonant transverse bending vibrations of the band saw blade were investigated considering variable in the time tension force of the blade and the external periodic perturbation. To construct the solution of the differential equation of transverse vibrations and to define the amplitudes of resonant oscillations of moving blade areas for different values the Bubnov-Galerkin's method and basic ideas of perturbation method were used. The system with differential equations that describes the basic parameters of oscillations of the investigated object was obtained. The influence of the variable component of the tension force in amplitude of resonant oscillations was analyzed.

Keywords: transverse vibrations, resonance, band saw, the force of tension speed, amplitude of oscillations.

УДК 677.016.1/6

Доц. Г.Д. Кобищан, канд. техн. наук –

ВНЗ Укоопспілки "Полтавський університет економіки і торгівлі"

ВІДПОВІДНІСТЬ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЛЯНИХ ТКАНИН ВИМОГАМ ГІГІЄНИ

Досліджено показники гігроскопічності, капілярності та вологовіддачі платтяних лляних тканин, що піддавались новим видам оброблянь, а саме – холодному вибілюванню та пом'якшенню за новими рецептурами. Встановлено, що технологія низькотемпературного хімічного вибілювання забезпечує значно вищу гігроскопічність тканини, ніж традиційні методи багатостадійного вибілювання. Хімічне пом'якшення лляних тканин запропонованими рецептурами метилового ефіру рослинної олії із додаванням неолону в різних концентраціях також забезпечує підвищення показників гігієнічних властивостей платтяних лляних тканин.

Ключові слова: лляні тканини, низькотемпературне вибілювання, пом'якшення, гігроскопічність, капілярність.