

АНАЛІЗ ЗБУРЕНЬ РУХУ ПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ, ВИКЛИКАНИХ ЕЛЕМЕНТОМ ГНУЧКОГО ЗВ'ЯЗКУ

© Дейнека Р.М., 2005

Проведено дослідження впливу геометричних похибок виготовлення елемента гнучкого зв'язку на нестабільність руху пасової передачі апарата магнітного запису. Наведено аналітичні залежності для адаптації параметрів збурення до числового експерименту. Дано рекомендації щодо зменшення коливань швидкості, викликаних гнучким елементом передачі.

The investigation of making errors influence of flexible link element on the belt-drive motion instability of magnet-recording apparatus was realized in this work. The analytical dependences for perturbation parameters adaptation to numeric experiment are produced. The making recommendations are giving possibility to reduce speed oscillation, which calling of belt-drive flexible element.

В апараті магнітного запису одним з основних засобів передачі руху від двигуна до носія інформації є пасова передача, оскільки вона забезпечує високу плавність ходу і має фільтрувальні властивості, що запобігають впливу коливань швидкості двигуна на рух стрічкового носія. Однак в деяких випадках вона сама є генератором низькочастотних коливань, які відчутно впливають на якість процесу запису-відтворення і особливо помітні в аудіоапараті. Чинники збурення швидкості пасовою передачею насамперед залежать від точності виготовлення елементів передачі руху і визначаються як ексцентриситетами шківів [1], так і похибками проміжних елементів гнучкого зв'язку. Вплив останніх в літературі висвітлений недостатньо і потребує додаткового аналізу. Тому тут розглядається вищевказана сторона цього питання. Оскільки дослідження збурень швидкості елементом гнучкого зв'язку у цьому випадку орієнтоване на визначення вхідних параметрів числового експерименту, то метою цієї роботи є здійснення амплітудної і фазової прив'язки геометричних похибок до векторно-матричної форми математичної моделі.

Отже, результатом неточності виготовлення пасика є різновтовщинність збігаючої і набігаючої ланок пасової передачі, яка аналогічна до впливу ексцентриситету (рис. 1), тобто такі збурення можна назвати квазіексцентриситетними, і вони проявляються навіть за ідеальної геометрії шківів.

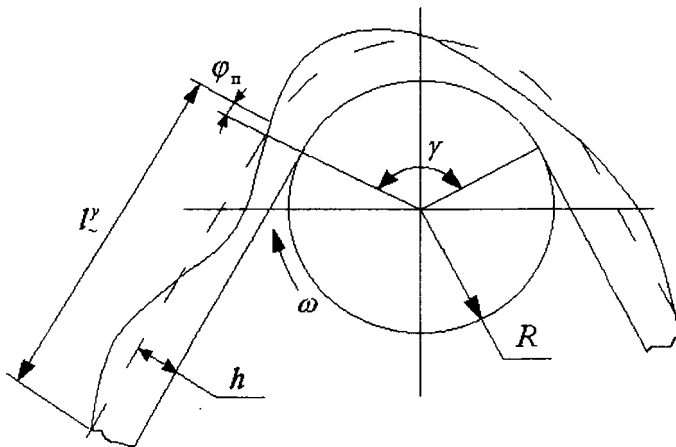


Рис. 1. Нерівний гнучкий зв'язок

Особливість цього чинника полягає у відсутності жорсткої прив'язки фази збурення до шківів в результаті проковзування, а також у частоті збурення, яка може приймати значення

$$f_n = \frac{V_k}{L} n, n = 1, 2, \dots, \quad (1)$$

де $V_k = \omega R$ – колова швидкість шківів; L – довжина робочої лінії гнучкого зв'язку [2] (для двохвильної передачі

$$L \approx 2a + \pi(R_2 + R_1) + \frac{(R_2 - R_1)^2}{a},$$

де a – міжцентрова відстань); n – кількість хвиль різновтовщинності на пасі.

Тоді довжина хвилі гнучкого зв'язку

$$l_x = \frac{L}{n}. \quad (2)$$

Для того, щоб оцінити вплив проміжного елемента передачі, приведемо величину різновтовщинності до еквівалентного значення ексцентриситету. Згідно з рис. 1 і 2

$$r_{\max} = R + \frac{h}{2} + \frac{\Delta y}{2} \sin \varphi_n; \quad (3)$$

$$r_{\min} = R + \frac{h}{2} + \frac{\Delta y}{2} \sin \left(\frac{2\pi}{l_x} \left(R + \frac{h}{2} \right) \gamma + \varphi_n \right), \quad (4)$$

де r_{\max}, r_{\min} – радіуси набігання і збігання робочої лінії пасів; h – номінальна товщина пасів; φ_n – початковий кут хвилі різновтовщинності; Δy – поле допуску товщини пасів.

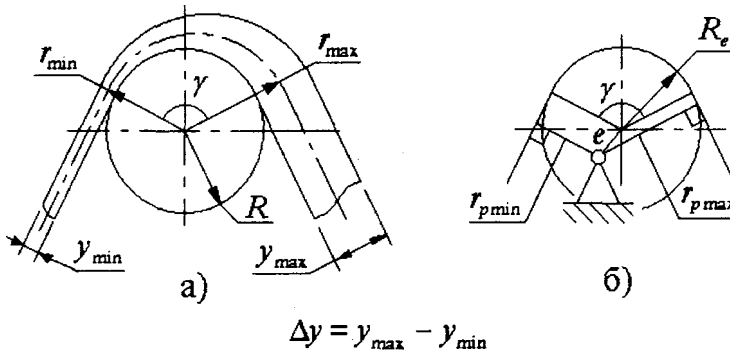


Рис. 2. Схема приведення ексцентриситету

Максимальна різниця $r_{\max} - r_{\min}$ досягається тільки за певного значення параметра φ_n , який знаходиться з умови

$$\frac{d(r_{\max} - r_{\min})}{d\varphi_n} = 0; \quad (5)$$

$$\varphi_{n\max} = \frac{\pi \gamma \left(R + \frac{h}{2} \right)}{l_x}. \quad (6)$$

Для аналогічного варіанта з ексцентриситетом шківів (рис. 2, б)

$$r_{p\max} = R_e + e \sin \frac{\gamma}{2}; \quad (7)$$

$$r_{p\min} = R_e - e \sin \frac{\gamma}{2}, \quad (8)$$

де $r_{p\max}$ і $r_{p\min}$ – перпендикуляри до ланок передачі; R_e – еквівалентний радіус приведенного кола:

$$R_e = R + \frac{h}{2}. \quad (9)$$

Тоді з умови, наприклад $r_{p\max} = r_{p\min}$, при значенні $\varphi_{п\max}$ отримаємо

$$e_n = \frac{\Delta y \sin \varphi_{п\max}}{2 \sin \frac{\gamma}{2}}, \quad (10)$$

де e_n – значення приведенного до різнотовщинності ексцентриситету.

Циклічна зміна жорсткості пасової передачі приводить до зміни початкового кута закручування шківів під навантаженням, тобто коливання швидкості відбувається від зміни кута “мертвого” ходу передачі (рис. 3)

$$\omega_{ан} = 2\pi f_n \varphi_{ан}, \quad (11)$$

де f_n – частота проходження хвиль різнотовщинності; $\omega_{ан}$, $\varphi_{ан}$ – амплітуди коливання швидкості і кута закручування:

$$f_n = \frac{\omega_n \left(R + \frac{h}{2} \right)}{L} n_x, \quad n_x = 1, 2, 3, \dots, \quad (12)$$

тут ω_n – номінальна кутова швидкість шківів; R – радіус шківів; h – номінальна товщина паса; L – довжина лінії зв'язку; n – кількість хвиль на довжині паса.

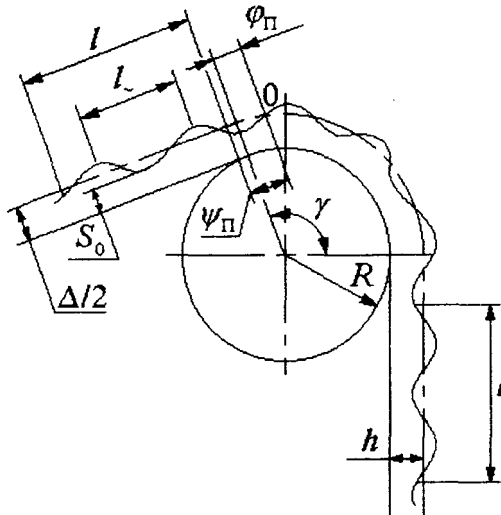


Рис. 3. Циклічна зміна жорсткості

Величина різниці кутів “мертвого” ходу залежить від навантаження шківів

$$\varphi_{ан} = \frac{1}{2} \frac{M_H}{R^2} \left(K_c - \frac{1}{K_c} \right); \quad (13)$$

$$K_c = \frac{c_{\max}}{c_{\min}}, \quad (14)$$

де M_H – момент передачі; c_{\max} , c_{\min} – відповідно найбільша і найменша сумарні жорсткості ланок, можливі за цих геометричних параметрів елементів:

$$c_{\max} = (c_n + c_3)_{\max}; \quad c_{\min} = (c_n + c_3)_{\min}, \quad (15)$$

c_n , c_3 – жорсткості набігаючої і збігаючої ланок.

Процес зміни жорсткості ділянки зв'язку пасової передачі на довжині l від точки збігання з одного шків до точки набігання на інший. Якщо зміна жорсткості відбувається тільки за рахунок зміни поперечного перерізу гнучкого зв'язку (по одній координаті прямокутного перерізу паса), тоді його жорсткість в конкретному перерізі можна виразити (приймавши гармонічний характер різнотовщинності)

$$c = \frac{ES}{\delta x}; \quad S = S_0 + \frac{\Delta}{2} \sin\left(\frac{2\pi}{l_x} x + \psi\right), \quad (16)$$

де E – модуль пружності паса; S – площа поперечного перерізу паса; S_0 – номінальна площа перерізу; Δ – поле допуску перерізу; x – поточна координата; ψ – початкова фаза хвилі нерівності.

Для дослідження зручно використати параметр податливості Y , де

$$Y = \frac{1}{c}. \quad (17)$$

Тоді за послідовного з'єднання елементарних ланок Y_i ,

$$Y = \sum_{i=1}^n Y_i \quad (18)$$

або з прив'язкою до реальної схеми (рис. 4)

$$Y = \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} \frac{dx}{E \left(S_0 + \frac{\Delta}{2} \sin\left(\frac{2\pi}{l_x} x + \psi\right) \right)} = \frac{2}{E \sqrt{4S_0^2 - \Delta^2}} \arctg \left(\frac{2S_0 U_{1,2} + \Delta}{\sqrt{4S_0^2 - \Delta^2}} \right) \Bigg|_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}}, \quad (19)$$

де

$$U_1 = \operatorname{tg} \left(\frac{\pi x}{l_x} + \frac{\psi}{2} \right),$$

а для ланки по інший бік шківів

$$U_2 = \operatorname{tg} \left(\frac{\pi \left(x - \gamma \left(R + \frac{h}{2} \right) \right)}{l_x} + \frac{\psi}{2} \right),$$

звідки після перетворень знаходимо амплітудне значення жорсткості.

Відповідно до виведених залежностей були отримані графіки функцій $Y = f(\psi)$ для різних значень l відносно l_x , які показані на рис. 5.

З візуальної оцінки графіків можна зробити висновок, що при знаходженні l на проміжку $q l_x < l < (q+1) l_x$, максимальні значення Y досягаються на фазах осі симетрії ділянки $\frac{\pi}{2} + 2\pi n$

для $q = 1, 3, 5, \dots$ або на $\frac{3\pi}{2} + 2\pi n$ для $q = 0, 2, 4, \dots$, $n = 1, 2, 3, \dots$

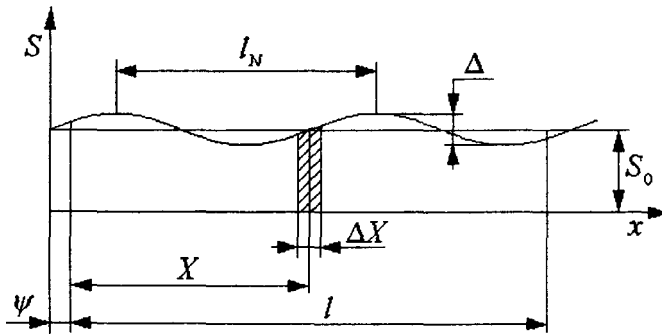


Рис. 4. Схема зміни перерізу ділянки паса

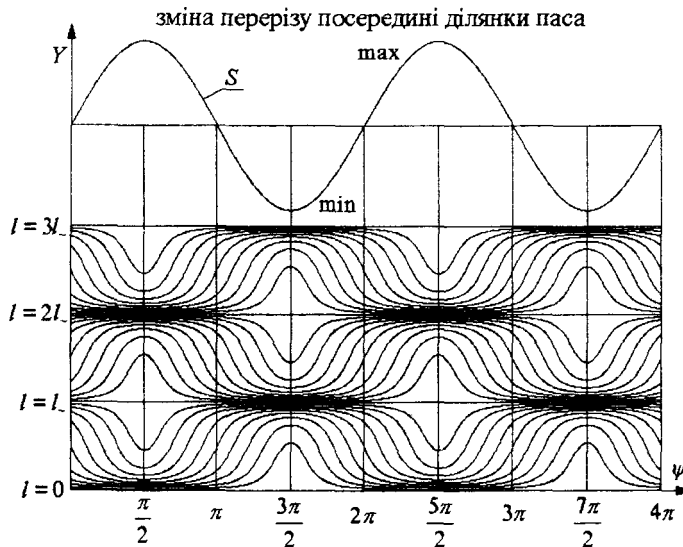


Рис. 5. Графіки податливості ділянок паса різної довжини

Якщо збігаюча і набігаюча ланки є однакові і знаходяться на різних ділянках гнучкого зв'язку, то за максимальної сумарної жорсткості проміжок між ними визначає довжину дуги охоплення шківів, на якій можливе максимальне збурення, а такий кут охоплення визначається

$$\gamma' = \frac{l_x}{R} \left(1 + 2 \operatorname{int} \left(\frac{l}{l_x} \right) - \frac{l}{l_x} + n_{\text{ш}} \right), \quad (20)$$

де $n_{\text{ш}}$ – кількість цілих хвиль на дузі охоплення.

Як показує дослідження, $\gamma'/2$ припадає на екстремум хвилі, тобто нерівності ланок є симетричні відносно осі симетрії елемента передачі. Оскільки в реальних умовах величина охоплення шківів приймає інше значення, тобто $\gamma' \neq \gamma$, а симетрія зберігається, то відхилення фази максимуму для ланок передачі відбувається на відповідні однакові кути. В такий спосіб можна здійснити фазову прив'язку жорсткісного збурення ψ_n до квазіексцентриситетного φ_n , оскільки вони відносяться до того самого паса, отже

$$\psi_n = \left(q + 1 - \frac{l}{l_x} \right) \pi + (-1)^q \frac{\pi}{2} + \frac{\pi(\gamma - \gamma')}{l_x} \left(R + \frac{h}{2} \right), \quad (21)$$

де $q = q$ для максимуму S , або $q = q + 1$ для максимуму Y ; $q = \operatorname{int} \left(\frac{l}{l_x} \right)$ – кількість хвиль нерівності на довжині l .

У зв'язку з вищенаведеним встановлено, що основною причиною збурень швидкості пасової передачі, викликаною гнучким зв'язком, є його різнотовщинність, позбутися якої можна підвищенням точності виготовлення пасика. Іншою причиною неоднорідності властивостей ланок гнучкого зв'язку є їх розтяг внаслідок прояву повзучості матеріалу пасика (під час тривалої перерви в роботі), що проявляється на вільних ділянках і в той самий час блокується силами тертя на ділянках охоплення шківів. Тому необхідно приділяти особливу увагу якості матеріалу, яка позначається на його реологічних властивостях. Щодо існуючих моделей аудіоапаратури, для запобігання "плаванню" звуку можна рекомендувати розвантаження (зняття) пасика на час тривалої перерви в роботі механізму.

1. *Справочник по технике магнитной записи / Под ред. О.В. Порицкого, Е.Н. Травникова. – К.: Техніка, 1981. – 319 с.* 2. *Вирабов Р.В. Тяговые свойства фрикционных передач. – М.: Машиностроение, 1982. – 263 с.*

УДК 621.789.+272.5

М.Л. Кукляк, Г.В. Гаврилов, Є.М. Махоркін
Національний університет Львівська політехніка"
кафедра технології машинобудування

КРУЧЕННЯ ЯК ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ЧИННИК ЗМІЦНЕННЯ ПРУЖНИХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

© Кукляк М.Л., Гаврилов Г.В., Махоркін Є.М., 2005

Узагальнено закономірності зміцнення деталей машин, які працюють в умовах циклічного навантаження крученням. Кручення як вид навантаження знаходить своє застосування як дієвий спосіб підвищення довговічності торсіонів шляхом холодного нагартування в поєднанні з обкочуванням і деформаційним старінням.

Conformities to the law of strengthening details of machines that work in the conditions of the cyclic loading to twisting are generalized. Twisting, as a type of loading, finds its application as an effective method of rise of longevity of torsion by cold hardening in combination with rolling and by the deformation senescence.

Найпоширенішим видом навантаження деталей є змінні за величиною та знаком навантаження, які призводять до руйнування. Характерно, що під дією повторнозмінних напружень воно може відбуватись за напружень, менших від границі плинності за умови, коли:

- навантаження одного знака періодично змінювати від нульового до максимального;
- багатократне повторення навантаження періодично змінюється не тільки за модулем, а й за знаком (знакозмінні навантаження);
- на опір втомлюваності матеріалу одночасно впливають як повторюваність, так і змінність навантаження.

За таких обставин зміну навантаження розрізняють за симетричним та асиметричним циклами (рис. 1).

Розлам деталі від втомлюваності має майже завжди характерний вигляд з двома зонами – гладкою притертою та великозернистим доламом. За повторно змінних навантажень безумовним є процес, що має різко виражений характер. Із двох видів напружень – нормальних та дотичних – вирішальний вплив на процеси втомлюваності до утворення першої тріщини без винятку мають дотичні напруження, які спричиняють пластичні зсуви та руйнування.

Границя витривалості залежить від форми та розмірів деталі, способу її оброблення, стану поверхні деталі, виду напруженого стану, закону зміни навантаження в процесі випробування чи