

Энергетическое выявление и оценивание параметров длительного немодулированного радиосигнала в активно-пассивной многопозиционной радиолокационной системе и определения полного вектора скорости цели с заданной возможной точностью

Певцов Г.В., Яцуценко А.Я., Карлов Д.В., Пичугин М.Ф., Трофименко Ю.В.,
Чернявский О.Ю., Борцова М.В.

Рассматривается способ энергетического обнаружения и оценивания параметров длительного немодулированного радиосигнала в активно-пассивной многопозиционной радиолокационной системе и определения полного вектора скорости цели с заданной возможной точностью.

Ключевые слова: энергетическое выявление, оценки параметров длительного немодулированного радиосигнала, активно-пассивная многопозиционная радиолокационная система (БП РЛС).

Energy detection and estimation of durative unmodulated radio-signal parameters in an active-passive multipositional radar system and derivation of the full target velocity vector with a given probable precision

G. Pevtsov, A. Yatsutsenko, D. Karlov, M. Pichuhin, Y. Trofymenko, O. Cherniavskiy, M. Bortsova

A method of energy detection and estimation of durative unmodulated radio-signal parameters in an active-passive multipositional radar system and derivation of the full target velocity vector with a given probable precision are considered.

Key words: energy detection, durative unmodulated radio-signal parameters estimation, active-passive multipositional radar system.

УДК 669.04: 621.833.7

О.Г. Приймаков¹, Ю.О. Градиський², О.Г. Янчик³

¹ Національний університет цивільного захисту України, Харків

² Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка, Харків

³ Центральний науково-дослідний інститут Збройних Сил України, Київ

ВИЗНАЧЕННЯ ЗНОШУВАННЯ ВАЛА ГЕНЕРАТОРА ХВИЛЬ СИЛОВОЇ ХВИЛЬОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Стаття присвячена визначенню зношування генератора хвиль силової передачі виробів військового призначення на стадії проектування та в процесі експлуатації. Показано, як зношування впливає на працездатність силових механізмів при різних законах розподілу питомого навантаження по довжині робочої поверхні дисків генератора хвиль.

Ключові слова: вал генератора хвиль, силові хвильові механізми, питоме навантаження вала генератора хвиль, диски генератора хвиль.

Вступ

Під час розробки сучасних військових робото-технічних систем широкого застосування набули силові хвильові передачі (мотор-колесо, мотор-редуктор). Основною причиною, що призводить до втрати працездатності силових хвильових механізмів (СХМ), є зношування робочої поверхні. Інтенсивне зношування вала генератора призводить до виникнення зазорів, що негативно позначається на точності зачеплення і

динамічних умовах роботи привода. Зношування визначається безліччю факторів: наявністю зазорів, величиною переданого крутного моменту, характером розподілу питомих тисків по довжині вала генератора, наявністю системи мащення. Результати досліджень дають змогу зменшити зношування робочих елементів силових хвильових передач і тим самим підвищити надійність та ресурс таких машин і механізмів як складових виробів військового призначення.

Аналіз досліджень і публікацій

Питання визначення зношування та оцінки його впливу на параметри СХМ розглянуті в роботах [1, 2]. Визначимо максимальну величину зношування вала генератора з врахуванням можливих переміщень елементів генератора хвиль (ГХ). Прийемо, що величина зношування в довільному перетині ГХ визначається залежністю

$$u_X = \int_0^{s_\Sigma} \frac{k(p_X(u, s, \gamma))^n}{t} ds, \quad (1)$$

де $p_X(u, s, \gamma)$ – питома навантаження в площині ГХ; t – ширина робочої поверхні ГХ; s_Σ – скінченна величина результуючого переміщення s вала ГХ відносно лопаті за один оберт ГХ; γ – кут повороту ГХ на даному переміщенні відносно початкового положення осі симетрії СХМ (рис. 1); k – коефіцієнт зношування, що характеризує матеріал пари та умови зношування [3]; n – показник ступеня, що характеризує інтенсивність зношування.

У випадку рівномірного розподілу тиску по ширині ГХ питома навантаження визначається по залежності

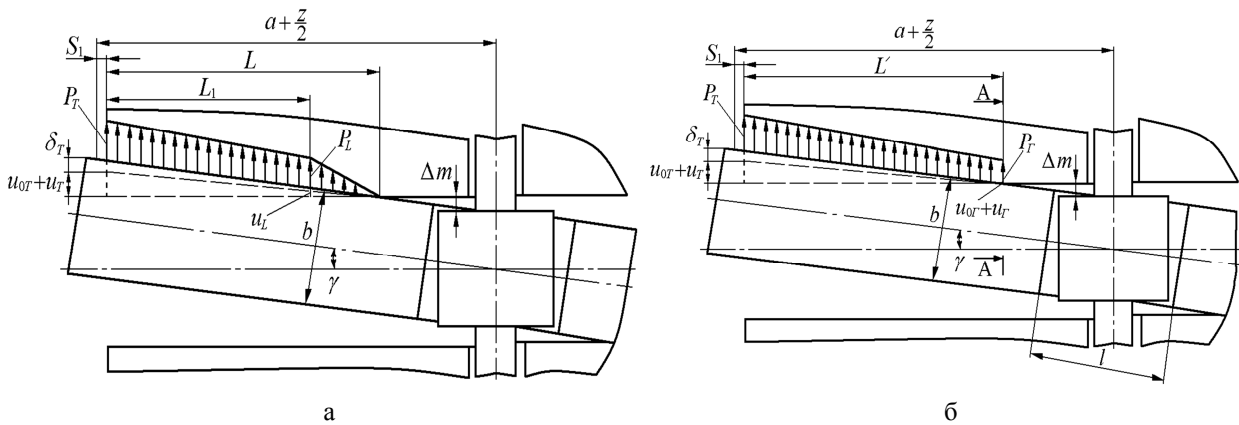


Рис. 1. До визначення зношування вала ГХ:

- а) при трикутному характері розподілу питомого навантаження;
б) при трапецеїдальному характері розподілу питомого навантаження

При закритті зазору в прорізі вала ГХ закон розподілу навантаження близький до трикутного [4], якщо виконується умова

$$M_{KP} \leq M_{GP}, \quad (3) \quad \text{де}$$

де M_{GP} – граничне значення крутного моменту при заданій величині зношування торцевої поверхні вала ГХ.

Величина моменту M_{GP}

$$p_X(u, s, \gamma) = \frac{M_{KP} \cos \gamma k_P}{2 \left(a + \frac{z}{2} - s_1 - x_P \right) L_P}, \quad (2)$$

де

$$s_1 = s \sqrt{\frac{1}{1 + \left(\frac{h}{z} \right)^2}};$$

a – половина довжини вала ГХ; k_P , x_P , L_P – параметри, що залежать від величини і характеру розподілу навантаження; M_{KP} – величина крутного моменту, переданого СХМ; z – величина торцевого переміщення ГХ відносно осі за один оберт ГХ; h – переміщення ГХ відносно осі в напрямку осі обертання.

Виклад основного матеріалу

Досвід експлуатації СХМ показує, що найбільш інтенсивне зношування вала ГХ відбувається в перетині, що перебуває на відстані $x = a$ від осі вала ГХ (в торцевому перетині).

$$M_{GP} = \frac{2(L_k \operatorname{tg} \gamma_{GP} - u_T) \left(a - \frac{z}{2} - \frac{L_k}{3} \right) L_k}{\cos \gamma_{GP}}, \quad (4)$$

$$\gamma_{GP} = \arcsin \left(\frac{1}{\frac{b^2}{4} + l^2} \left(\left(\frac{b}{2} + \Delta_m \right) l - \frac{b}{2} \sqrt{l^2 - b \Delta_m - \Delta_m^2} \right) \right);$$

$$L_k = a - \frac{z}{2} - \sqrt{\left(\frac{l}{2}\right)^2 - \Delta_m(b - \Delta_m)};$$

l – ширина прорізу вала; Δ_m – величина монтажного зазору між робочими поверхнями диска і вала; u_T – зношування в торцевому перетині ГХ; b – діаметр вала ГХ.

Для даного виду розподілу навантаження (рис. 1 а) величина u_T визначається по залежності (1), питоме навантаження p_T знайдемо з виразу (2), а коефіцієнти k_P , x_P , L_P для визначення: величини питомого навантаження в торцевому перетині вала ГХ визначаються за наступними формулами:

$$k_P = k_{TT} = \frac{L^2 \operatorname{tg} \gamma - 2 L a_1 + \frac{a_1^2}{\operatorname{tg} \gamma}}{2 a_2 a_3 + \frac{1}{2} L_1 n}, \quad (5)$$

$$x_P = x_T = \frac{a_4 (L_1 \operatorname{tg} \gamma - u_L) + \frac{1}{6} L_1^2 n}{a_2 a_3 + \frac{1}{2} L_1 n_1}, \quad (6)$$

$$L_P = L_{TT} = L - \frac{a_1}{\operatorname{tg} \gamma}, \quad (7)$$

$$\text{де } L = a + \frac{z}{2} - s_1 - \frac{\Delta_m - \frac{b}{2} \left(\frac{1}{\cos \gamma} - 1 \right)}{\operatorname{tg} \gamma};$$

$$a_1 = u_{0T} + u_T;$$

$$a_2 = L - L_1;$$

$$a_3 = \frac{1}{2} \operatorname{tg} \gamma (L + L_1) - u_L;$$

$$a_4 = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{3} L^2 - L L_1 + \frac{5}{3} L_1^2 \right);$$

$$n = L_1 \operatorname{tg} \gamma - u_{0T} - u_T + u_L;$$

$$n_1 = L_1 \operatorname{tg} \gamma - u_{0T} - u_T - u_L;$$

L_1 – початкова довжина зношеної робочої поверхні вала ГХ при даному виді навантаження; u_{0T} – початкова величина зношування торцевої поверхні вала ГХ; u_L – зношування вала ГХ в перетині, що перебуває на відстані L_1 від торця.

Величина зношування u_L знаходиться з виразів (1), (2). При цьому коефіцієнти для знаходження питомого навантаження в даному перетині $p_X(u, s, \gamma) = p_L$ визначаються з наступних залежностей:

$$k_P = k_{LT} = 1, \quad (8)$$

$$x_P = x_T, \quad (9)$$

$$L_P = \frac{a_2 a_3 + \frac{1}{2} L_1 n_1}{a_2 \operatorname{tg} \gamma - u_L}, \quad (10)$$

Визначимо питоме навантаження в торцевому перетині вала ГХ виходячи з деформації останнього

$$p_T = 2 \delta_T c, \quad (11)$$

де δ_T – деформація торцевого перетину вала ГХ; $\delta_T = L \operatorname{tg} \gamma - u_T - u_{0T}$; c – питома жорсткість вала ГХ в торцевому перетині.

Зневажаючи зміною жорсткості вала ГХ, його питому жорсткість визначаємо в такий спосіб

$$c = 2E \frac{BN - 2f \operatorname{arctg} \left[\frac{(f-1) \operatorname{tg}(0,5B)}{N} \right]}{N}, \quad (12)$$

де $B = \frac{H - u_{0T} - R}{R}$; $N = \sqrt{D^2 - 1}$; $B = \arcsin \left(\frac{t}{2} R \right)$ – коефіцієнти; E – модуль пружності матеріалу вала ГХ; H – початкова товщина поверхневого шару вала ГХ по осі симетрії торцевого перетину; R – радіус контактної поверхні вала ГХ і диска ГХ.

Кут повороту ГХ відносно початкового положення визначається шляхом прирівнювання прямих частин рівнянь (3) при $p_X(u, s, \gamma) = p_T$ і (11):

$$\frac{M_{KP} \cos \gamma k_{TT}}{2 \left(a + \frac{z}{2} - s_1 - x_T \right) L_{TT}} = 2 \delta_T c. \quad (13)$$

У припущенні лінійного характеру зміни зношування по довжині вала ГХ величина зношування u_L обчислюється в такий спосіб

$$u_L = \frac{(u_{0T} + u_T)(L_2 - L_1)}{L_2}, \quad (14)$$

де

$$L_2 = a - \frac{z}{2} - \frac{\Delta_m - \frac{b}{2} \left(\frac{1}{\cos \gamma^k} - 1 \right)}{\operatorname{tg} \gamma_k};$$

γ_k – кут повороту диска ГХ при закритті зазору z .

Величина кута γ_k визначається з умови

$$2(L_2 \operatorname{tg} \gamma_k - u_{0T} - u_T)c = \frac{M_{KP} \cos \gamma_k}{\left(\left(a - \frac{z}{2} \right) - \frac{1}{3} L_2 \right) L_2}. \quad (15)$$

Розв'язок системи рівнянь (13), (14), (15), а також (1) при $p_X(u, s, \gamma) = p_T$ і $p_X(u, s, \gamma) = p_L$ дозволяє визначити величини $u_T, u_L, n, \gamma, \gamma_k$ при характері зміни питомого навантаження, показаного на рис. 1 а.

При $M_{KP} > M_{GP}$ розподіл навантаження має вигляд трапеції. В цьому випадку коефіцієнти для визначення навантаження $p_X(u, s, \gamma) = p_T$ знаходять:

$$k_P = k_{T,TP} = \frac{\delta_T}{\operatorname{tg} \gamma \left(L - \frac{1}{2} L' \right) - a_5 + a_1}, \quad (16)$$

$$x_P = x_{TP} = \frac{L' \left(\frac{1}{6} L' \operatorname{tg} \gamma + \frac{1}{2} n_2 - \frac{1}{3} \left(\frac{a_1}{2} - a_5 \right) \right)}{\operatorname{tg} \gamma \left(L - \frac{1}{2} L' \right) - a_5 + a_1}, \quad (17)$$

$$L_P = L_{T,TP} = L', \quad (18)$$

$$\text{де } L' = a + \frac{z}{2} - s_1 - \left(\frac{l}{2} - \frac{b}{2} \operatorname{tg} \gamma \right) \cos \gamma;$$

$$a_5 = \frac{u_\Gamma + u_{0\Gamma}}{2};$$

$$n_2 = (L - L') \operatorname{tg} \gamma - u_\Gamma - u_{0\Gamma};$$

$u_{0\Gamma}, u_\Gamma$ - величина зношування в перетині А-А вала ГХ (рис. 1 б) в початковий і даний момент часу відповідно.

Величина зношування в перетині А - А

$$u_\Gamma = \int_0^s \frac{k}{t} \left(p_\Gamma + (p_T - p_\Gamma) \frac{z - s_1}{L'} \right)^n ds, \quad (19)$$

де p_Γ - питоме навантаження в перетині вала ГХ А-А, що визначається по залежності (2). Коефіцієнти для знаходження навантаження $p_X(u, s, \gamma) = p_\Gamma$:

$$k_P = k_{\Gamma,TP} = \frac{n_2}{\operatorname{tg} \gamma \left(L - \frac{1}{2} L' \right) - a_1 - a_5}, \quad (20)$$

$$x_P = x_{TP}, \quad (21)$$

$$L_P = L_{\Gamma,TP}. \quad (22)$$

Величина зношування u_Γ при закритті зазору z в припущенні лінійного закону зміни зношування по довжині вала ГХ [5]

$$u_\Gamma = \frac{(u_T + u_{0\Gamma}) s_2}{L_s} - u_{0\Gamma}, \quad (23)$$

де

$$L_s = a - \sqrt{l^2 - \Delta_m (b - \Delta_m)};$$

$$s_2 = z - a + L_s + c_L; \quad c_L = \left(l - \frac{b}{2} \operatorname{tg} \gamma_k \right) \cos \gamma_k.$$

Кут γ_k при трапецеїдальному характері розподілу питомого навантаження визначається з рівняння

$$\frac{(u_{0\Gamma} + u_\Gamma) s_2}{L_s} + \Delta_m - c_L \operatorname{tg} \gamma_k - \frac{b}{2} \left(\frac{1}{\cos \gamma_k} - 1 \right) = 0, \quad (24)$$

Таким чином, розв'язок системи рівнянь (1) при $p_X(u, s, \gamma) = p_T$, (13), (19), (23), (24) дозволяє визначити величини $u_T, u_\Gamma, n, \gamma, \gamma_k$ за один оберт вала ГХ при трапецеїдальному законі розподілу питомого навантаження по довжині робочої поверхні дисків ГХ.

Висновки

1. Наведена методика дозволяє визначити зношування вала ГХ СХМ при різних законах розподілу питомого навантаження по довжині дисків ГХ.

2. Результати досліджень дають змогу зменшити зношування робочих елементів силових хвильових передач, що використовуються у виробках військового призначення, і тим самим підвищити надійність та ресурс останніх.

Список літератури

1. Распределение удельных давлений в шарнире универсального шпинделя / А.П. Потапенков, Э.Б. Касперович // Изв. вузов. Чёрная металлургия. – 1985. – № 4. – С. 72 – 78.
2. Потапенков А.П., Канюк В.Н. Влияние жесткости вкладышей на силовые параметры шарнира. В кн.: Металлургия и коксохимия: Респ. межвед. науч.-техн. сб. Вып. 93. – Киев: Техника, 1987. – С. 83 – 88.
3. Проников А.С. Надежность машин / А.С. Проников. – М.: Машиностроение, 1978. – 592 с.
4. Целиков А.П., Смирнов В.В. Прокатные станы / А.П. Целиков В.В. Смирнов. – М.: Металлургиздат, 1958. – 432 с.
5. Приймаков А.Г., Градыский Ю.А., Приймаков Г.А. Расчет и проектирование силовых волновых механизмов с позиции трибофатики / Монография. – Харьков: «Оберіг», 2012. – 302 с.

Рецензент: д.т.н., проф. В.А. Войтов, Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П.Василенка, Харків.

Определение изнашивания вала генератора волн силовой волновой передачи

Приймаков А.Г., Градыский Ю.А., Янчик А.Г.

Статья посвящена определению износа генератора волн силовой передачи на этапе проектирования и в процессе эксплуатации. Показано, как износ влияет на работоспособность силовых механизмов при различных законах распределения удельной нагрузки по длине рабочей поверхности дисков генератора волн.

Ключевые слова: вал генератора волн, силовые волновые механизмы, удельная нагрузка на вал генератора волн, диски генератора волн

Determination of wear of the shaft of generator wave of power wave transmission

Pryimakov A.H., Hradyskyi, Y.A., Yanchyk A.H.

The article is devoted to the determination of wear of power transmission wave generator in the design phase and during operation. It is shown how the wear affects efficiency of lift mechanisms for different types of distribution of the specific load over the length of the working surface of the discs of wave generator.

Key words: wave generator shaft, power /wave mechanism, unit load on the wave generator shaft, wave generator disks.

УДК 621.833.031

О.Г. Приймаков¹, Ю.О. Градиський², О.Г. Янчик³¹ Національний університет цивільного захисту України, Харків² Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка, Харків³ Центральний науково-дослідний інститут Збройних Сил України, Київ**РОЗМІРНО-ФУНКЦІОНАЛЬНИЙ АНАЛІЗ СИЛОВИХ ТРИХВИЛЬОВИХ
ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ**

У статті на основі аналізу специфіки функціонування хвильової передачі під навантаженням виявлена вихідна (замикаюча) ланка сукупності основних ланок у площині хвильового зачеплення (генератор - хвильове зачеплення). Отримані залежності для розрахунків складових його елементів, граничних значень і допуску. Визначено радіальне осідання полімерного шару гнучкого колеса під навантаженням.

Ключові слова: хвильова зубчаста передача, хвильове зачеплення, розмірно-функціональний аналіз, бічний зазор у зачепленні, розрахунки бічного зазору, осадка полімерного шару.

Постановка проблеми

Силові трихвильові зубчасті передачі (СХЗП) з металополімерними гнучкими колесами (МГК) – сучасна тенденція у вітчизняному і світовому машинобудуванні [1-8]. При цьому розмірно-функціональний аналіз СХЗП і їх масогабаритних параметрів, необхідної точності їх виготовлення дозволяє мінімізувати собівартість машинобудівних виробів [5-8]. Звідси – актуальність і практична доцільність даної науково-технічної проблеми. Запропонована методика знайшла своє використання при розробці обладнання у спеціальному машинобудуванні: робототехніка (привод шарніра маніпулятора), ракетобудування (привод механізмів ракет та інших систем при наявності стисненого газу), при виготовленні спеціального інструменту (гайковерт, високомоментний та швидкісний ключ), при проектуванні та виробництві військової техніки (виконавчі механізми, механізми наведення, слідкуючі системи), а також в приводних системах літальних апаратів (привод хвостового гвинта гелікоптера).

**Аналіз останніх досліджень
і публікацій**

З літератури відомі лише роботи авторів цієї статті, присвячені подібному аналізу для двоххвильових передач. Для трихвильових силових передач розмірно-функціональний аналіз виконується вперше.

Формулювання мети статті

Виявлення замикаючої ланки в сукупності основних ланок у площині генератора хвиль і розрахунки необхідної точності хвильового зачеплення за допомогою швидкісної кінозйомки.

Виклад основного матеріалу

Важливим етапом проектування основних несучих ланок передавальних механізмів є розмірно-функціональний аналіз [1, 2]. Він дозволяє на стадії розробки оцінити раціональність прийнятої конструкції і призначити функціонально необхідну точність основних ланок ХЗП. Це в свою чергу мінімізує