

УДК 621.833.031

**РОЗРОБКА КРИТЕРІЮ ВІБРОСТІЙКОСТІ СИЛОВИХ  
ТРЬОХХВИЛЬОВИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ**

**Маргуліс М.В., д.т.н., проф.<sup>1)</sup>, Приймаков О.Г., к.т.н., проф.<sup>2)</sup>,  
Градиський Ю.О., к.т.н., доц.<sup>3)</sup>**

<sup>1)</sup> Приазовський державний технічний університет, м. Маріуполь;

<sup>2)</sup> Харківський національний університет цивільного захисту України;

<sup>3)</sup> Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка)

*В статті зроблена спроба розробити критерій вібростійкості силової  
хвильової зубчастої передачі з використанням складеного металополімерного*

*гнучкого колеса як конструктивно-ортотропної оболонки. Критеріальна оцінка створена в області припустимих частот, амплітуд коливань.*

**Постановка проблеми.** Сучасна тенденція вітчизняного і закордонного машинобудування – створення і оптимізація конструкцій хвильових зубчастих механізмів саме в силовому виконанні [1-5].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Для силових трьоххвильових зубчастих і фрикційних передач дана проблематика не освітлена, що і спонукало авторів написати дану статтю, в зв'язку з її актуальністю і практичною доцільністю.

**Мета статті.** Створити реальний критерій вібростійкості силових трьоххвильових зубчастих передач з використанням двошарового металополімерного гнучкого колеса, що представляє собою конструктивно-ортотропну металополімерну оболонку, навантажену в площині генератора хвиль (хвилеутворювача) довільною системою зовнішніх сил і моментів з урахуванням можливого перевантаження.

**Виклад основного матеріалу.** Трьохдисковий генератор хвиль (ТДГХ) силової хвильової зубчастої передачі (СХЗП) являє собою багатомасову динамічну систему, що включає до свого складу ексцентриковий вал (ЕВ) і три диски рівного діаметра, які котяться по внутрішній поверхні гнучкого колеса, покритого полімерним шаром. Така конструкція є конструктивно і технологічно здійсненою, причому вона забезпечує необхідну працездатність СХЗП. Головне завдання конструктивно-технологічної служби – забезпечення номінального регламенту експлуатації СХЗП.

Це дозволяє збільшити площу ы зменшує питомий тиск на контактуючих поверхнях дисків і металополімерного гнучкого зубчастого колеса (МГЗК), по якому вони котяться, створюючи хвилю деформації зубвінця МГЗК і переміщення його відносно зубів жорсткого колеса. ЕВ і диски встановлені на підшипниках кочення, причому шийки крайніх і середнього дисків ексцентрично зміщені в протилежних напрямках. ГХ одержує обертання від

сполучної ланки, що зв'язує його з електродвигуном, а диски обертаються відносно власних осей і в переносному русі разом з ЕВ відносно МГЗК.

На рис. 1 представлена розрахункова динамічна схема ГХ для аналізу частоти власних крутильних коливань, де позначено:  $\varphi_{EB}$  і  $\varphi_{\partial 0}$  - кути повороту ексцентрикового вала і диска відносно власних осей;  $x_{\partial}$  - радіальне переміщення дисків;  $m_{EB}$  і  $m_{CP (KP)}$  - маси ЕВ одного з трьох дисків;  $I_{EB}$  - момент інерції ЕВ відносно власної осі;  $I_{\partial 0}$  і  $I_{\partial \Pi}$  - момент інерції диска відносно власної осі і осі ЕВ (в переносному русі);  $j_{KP}^{\{}$  - крутильна жорсткість генератора хвиль;  $e$  - ексцентриситет установки дисків відносно осі ЕВ.

Параметри  $\varphi_{\partial 0}$  і  $x_{\partial}$  (див. рис. 1) можна визначити як [6, 7]:

$$\varphi_{\partial 0} = \varphi_{EB} \left( 1 + \frac{2e}{d_{\partial}} \right), \quad (1)$$

$$x_{\partial} = 2\omega_0 \sin^2 \varphi_{EB}, \quad (2)$$

де  $\omega_0$  - максимальна амплітуда переміщень точок поверхні ГК при деформуванні його ГВ овалоподібної форми.

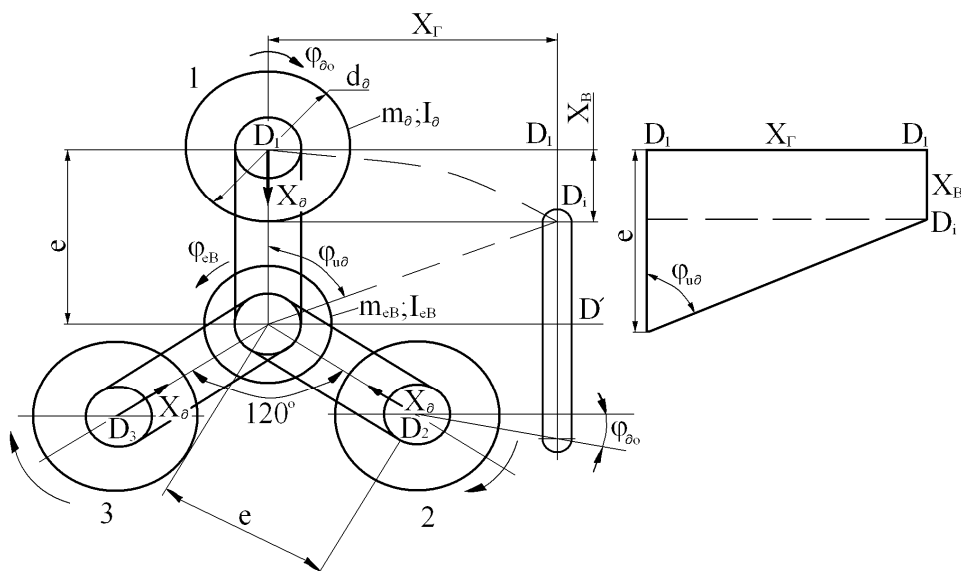


Рисунок 1 – Розрахункова динамічна схема для аналізу власних крутильних і поперечних коливань трьохдискового генератора хвиль СХЗП з металополімерним ГК

При малих кутах  $\varphi_{EB}$  величину  $\sin^2 \varphi_{EB}$  можна замінити величиною  $\varphi_{EB}^2$  і

формулу (2) представити як:

$$x_{\partial} = A \varphi_{E\Phi}, \quad (3)$$

де  $A = 2 \omega_0$ .

З [4, 5] випливає, що  $A_{max}$  і  $A_{min}$  для СХЗП визначається як:

$$\begin{cases} A_{max} = (0,00043 \dots 0,0002) \frac{\pi}{\delta}; \\ A_{min} = 0,0043 \pm 0,002 = 0,0063 \dots 0,00576 \text{ мм.} \end{cases}$$

де  $\delta$  – логарифмічний декремент загасання власних коливань.

Розглянемо далі кінетичну  $T_{KP}^{GX}$  і потенційну  $\Pi_{KP}^{GX}$  енергії ланок МГК.

Кінетичну енергію можна представити як:

$$T_{KP}^{GX} = \frac{I_{EB} \dot{\varphi}_{EB}^2}{2} + 2 I_{\partial 0} \dot{\varphi}_{EB}^2 + \frac{2 I_{\partial 0} \varphi_{\partial 0}^2}{2} + \frac{2 m_{\partial(CP, KP)} x_{\partial}^2}{2}. \quad (4)$$

Після підстановки значень  $\varphi_{\partial 0}$  (1) і  $x_{\partial}$  (2) і інших перетворень формулу (4) можна виразити як:

$$T_{KP}^{GX} = 0,5 I_{EB} \dot{\varphi}_{EB}^2 + 0,5 I_{\partial 0} \varphi_{EB}^2 + 0,5 I_{\partial \Pi} \left(1 + \frac{2e}{d_{\partial}}\right)^2 \dot{\varphi}_{EB}^2 + 0,5 m_{\partial} A^2 \dot{\varphi}_{EB}^2. \quad (5)$$

Потенційну енергію деформації ланок генератора записуємо у вигляді:

$$\Pi_{KP}^{GX} = 0,5 C_{\varphi}^{GX} \varphi_{EB}^2 = j_{KP}^{GX} \varphi_{EB}^2, \quad (6)$$

де  $C_{\varphi}^{GX}$  - пружні сили деформації ланок ГХ.

Для динамічного аналізу використаємо рівняння Лагранжа другого роду в часткових похідних:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi}. \quad (7)$$

Взявши часткові похідні і продиференціювавши складові рівняння (7)

після підстановки їх значень, одержимо:

$$\frac{\partial T_{KP}^{GX}}{\partial \dot{\varphi}} = \left[ I_{EB} + I_{\partial 0} + I_{\partial \Pi} \left( 1 + \frac{2e}{d_{\partial}} \right)^2 + m_{\partial} A^2 \right] \dot{\varphi}_{EB};$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_{KP}^{GX}}{\partial \dot{\varphi}} \right) = \left[ I_{EB} + I_{\partial 0} + I_{\partial \Pi} \left( 1 + \frac{2e}{d_{\partial}} \right)^2 + m_{\partial} A^2 \right] \ddot{\varphi}_{EB};$$

$$\frac{\partial T_{KP}^{GX}}{\partial \varphi} = 0; \quad \frac{\partial \Pi_{KP}^{GX}}{\partial \dot{\varphi}} = C_{\varphi} \varphi_{EB} = j_{KP}^{GX} \varphi_{EB}.$$

Після відповідних підстановок і перетворень складових у рівнянні (7) воно прийме вигляд:

$$\left[ I_{EB} + I_{\partial 0} + I_{\partial \Pi} \left( 1 + \frac{2e}{d_{\partial}} \right)^2 + m_{\partial} A^2 \right] \ddot{\varphi}_{EB} + j_{KP}^{GX} \varphi_{EB} = 0.$$

Закон зміни кута  $\varphi_{EB}$  при овалоподібній формі генератора хвиль, відповідно до експериментальних досліджень [1, 2], прийемо у вигляді:

$$\varphi_{EB} = \varphi_0 \sin \omega_{KP} t, \quad (8)$$

де  $\varphi_0$  і  $\omega_{KP}$  - амплітуда і кругова частота коливань кута  $\varphi_{EB}$ ;  $t$  - поточний час.

Першу і другу похідну від кута  $\varphi_{EB}$  виражаємо як:

$$\dot{\varphi}_{EB} = \omega_{KP} \varphi_0 \cos \omega_{KP} t; \quad \ddot{\varphi}_{EB} = \omega_{KP}^2 \varphi_0 \sin \omega_{KP} t.$$

Після підстановки значень параметрів  $\varphi_{EB}$ ,  $\dot{\varphi}_{EB}$ ,  $\ddot{\varphi}_{EB}$  в рівняння (7) і деяких перетворень маємо:

$$\omega_{KP}^2 = \left[ I_{EB} + I_{\partial 0} + I_{\partial \Pi} \left( 1 + \frac{2e}{d_{\partial}} \right)^2 + m_{\partial} A^2 \right] = j_{KP}^{GX}. \quad (9)$$

Тоді кругова частота може бути визначена як:

$$\omega_{KP} = \pm \sqrt{\frac{j_{KP}^{GX}}{I_{EB} + I_{GO} + I_{\partial\Pi} \left(1 + \frac{2e}{d_{\partial}}\right)^2 + m_{\partial} A^2}}. \quad (10)$$

Частоту власних крутильних коливань МГК з урахуванням формули (10) можна визначити по залежності:

$$f_{KP} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{j_{KP}^{GX}}{I_{EB} + I_{\partial 0} + I_{\partial\Pi} \left(1 + \frac{2e}{d_{\partial}}\right)^2 + m_{\partial} A^2}}. \quad (11)$$

Розглянемо далі методику визначення власних поперечних коливань МГК. На рис. 2, б представлена розрахункова схема для аналізу цих коливань МГК, де позначене:  $x_B$ ,  $x_G$ ,  $\varphi_{0\partial}$  - відповідно вертикальне, горизонтальне і кутове переміщення центрів дисків.

Еквівалентний кут повороту диска відносно власної осі  $\varphi_{0\partial}$  можна виразити (див. рис. 1) як:

$$\varphi_{0\partial} = \varphi_{Ц\partial} \left(1 + \frac{2e}{d_{\partial}}\right). \quad (12)$$

При цьому, враховуючи, що  $\operatorname{tg} \varphi_{0\partial} = \frac{x_G}{e - x_B}$ , а для малих значень  $\varphi_{0\partial}$  можна прийняти -  $\operatorname{tg} \varphi_{0\partial} \approx \varphi_{0\partial}$ , і що величина  $x_B$  мала (в межах зазору в підшипниках диска), можна прийняти з малою погрішністю -  $\varphi_{0\partial} \approx \frac{x_G}{e}$ .

Тоді, підставивши це значення  $\varphi_{0\partial}$  у формулу (12), одержимо:

$$\varphi_{0\partial} = x_G \left(\frac{1}{e} + \frac{2}{d_{\partial}}\right). \quad (13)$$

З урахуванням отриманих виразів, запишемо вираз для кінетичної і потенційної енергій для МГК при поперечних коливаннях у вигляді:

$$\left. \begin{aligned}
T_{\text{ПОП}}^{\text{ГХ}} &= \left( \frac{m_{\text{ДСР}} + 2m_{\text{ДКР}}}{2} \right) \dot{x}_\Gamma^2 + \frac{m_{\text{ЕВ}} \dot{x}_\Gamma^2}{2} + \frac{(2I_{\text{ДКР}} + I_{\text{ДСР}})}{2} = \\
&= \dot{x}_\Gamma^2 (m_{\text{ДСР}} + 2m_{\text{ДКР}} + 2m_{\text{ЕВ}}) + \frac{(2I_{\text{ДКР}} + I_{\text{ДСР}})}{2} \left( \frac{1}{e} + \frac{2}{d_\delta} \right)^2; \\
\Pi_{\text{ПОП}}^{\text{ГХ}} &= 2 \left( \frac{j_{\text{ПОП}}^{\text{ГХ}} x^2}{2} \right) = j_{\text{ПОП}}^{\text{ГХ}} x_\delta = j_{\text{ПОП}}^{\text{ГХ}} \left( \frac{A}{e} \right)^2 x_\Gamma^2.
\end{aligned} \right\} \quad (14)$$

тут  $x_\delta = A \varphi_{\text{ЕВ}} = \frac{A}{e} x_\Gamma$ ;  $A = 2 \omega_0$  і  $j_{\text{ПОП}}^{\text{ГХ}}$  - згинна жорсткість ГВ.

Для динамічного аналізу використаємо рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_\Gamma} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_\Gamma} = - \frac{\partial \Pi}{\partial x_\Gamma}. \quad (15)$$

Потім виражаємо члени рівняння (15) у вигляді.

$$\frac{\partial T_{\text{ПОП}}^{\text{ГХ}}}{\partial x_\Gamma} = \dot{x}_\Gamma \left[ (m_{\text{ДСР}} + 2m_{\text{ДКР}} + m_{\text{ЕВ}}) + (2I_{\text{ДКР}} + I_{\text{ДСР}}) \left( \frac{1}{e} + \frac{2}{d_e} \right) \right];$$

$$\frac{\partial T_{\text{ПОП}}^{\text{ГХ}}}{\partial x_\Gamma} = \varphi_{\text{ЦД}}; \quad \frac{\partial \Pi_{\text{ПОП}}^{\text{ГХ}}}{\partial x_\Gamma} = 2 j_{\text{ПОП}}^{\text{ГХ}} \left( \frac{A}{e} \right)^2 x_\Gamma.$$

Закон руху ГК приймаємо, як і при аналізі крутильних коливань:

$$x_\Gamma = \omega_0 \sin \omega_{\text{ПОП}} t. \quad (16)$$

Взявши першу і другу похідні від  $x_\Gamma$  по (16), одержимо:

$$\dot{x}_\Gamma = \omega_{\text{ПОП}} \omega_0 \cos \omega_{\text{ПОП}} t; \quad \ddot{x}_\Gamma = -\omega_{\text{ПОП}}^2 \omega_0 \sin \omega_{\text{ПОП}} t.$$

Підставивши отримані вирази в рівняння (14), одержимо:

$$\left[ (m_{\text{ДСР}} + 2m_{\text{ДКР}} + m_{\text{ЕВ}}) + (2I_{\text{ДКР}} + I_{\text{ДСР}}) \left( \frac{1}{e} + \frac{2}{d_\delta} \right) \right] = \omega_{\text{ПОП}}^2 \omega_0 \sin \omega_{\text{ПОП}} t + 2 j_{\text{ПОП}}^{\text{ГХ}} \left( \frac{A}{e} \right)^2 \omega_0 \sin \omega_{\text{ПОП}} t = 0. \quad (17)$$

З формули (17) одержимо вираз для визначення кругової частоти поперечних коливань ГХ у вигляді:

$$\omega_{\text{ПОП}} = \sqrt{\frac{2 j_{\text{ПОП}}^{\text{ГХ}} \left(\frac{A}{e}\right)^2}{(m_{\text{дСР}} + 2m_{\text{дКР}} + m_{\text{ЕВ}}) + (2I_{\text{дКР}} + I_{\text{дСР}}) \left(\frac{1}{e} + \frac{2}{d_{\delta}}\right)^2}}. \quad (18)$$

Частота власних поперечних коливань ГХ може бути визначена з урахуванням виразу (18) як:

$$f_{\text{ПОП}}^{\text{ГХ}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2 j_{\text{ПОП}}^{\text{ГХ}} \left(\frac{A}{e}\right)^2}{(m_{\text{дСР}} + 2m_{\text{дКР}} + m_{\text{ЕВ}}) + (2I_{\text{дКР}} + I_{\text{дСР}}) \left(\frac{1}{e} + \frac{2}{d_{\delta}}\right)^2}}. \quad (19)$$

Допустимість використання формули (11) і (19) для визначення параметрів  $f_{\text{КР}}^{\text{ГХ}}$  і  $f_{\text{ПОП}}^{\text{ГХ}}$  на прикладі ГХ ХЗП привода скребкового конвеєра (ДП ХМЗ “Світло шахтаря”) була підтверджена експериментально за методикою [1]. Розрахункові значення склали  $f_{\text{КР}}^{\text{ГХ}} = 0,92 \text{ Гц}$  і  $f_{\text{ПОП}}^{\text{ГХ}} = 0,226 \text{ Гц}$ , а отримані експериментально -  $f_{\text{КР}}^{\text{ГХ}} = 1,07 \text{ Гц}$  і  $f_{\text{ПОП}}^{\text{ГХ}} = 0,258 \text{ Гц}$ , тобто збіжність їх задовільна (див. рис. 1).

Уточнимо вплив виду посадки полімерного підкладкового кільця на частоту власних коливань СХЗП.

Для конструкції високомоментних хвильових зубчастих передач (СХЗП) з дисковим генератором хвиль (ГХ) характерна установка в МГЗК підкладного кільця (ПК), що фіксується в осьовому напрямку (див. рис. 2) [4, 5].

Матеріал металевої частини – сталь 40ХНМА, полімерної – поліуретан ПУ-1.

Модуль	$m$	1,75 мм
Число зубів	$Z_{\Gamma}$	201
Вихідний контур	-	ГОСТ 9587-88
Коефіцієнт зсуву вихідного контуру	$X_{\Gamma}$	3,278
Розмір по роликах	$M_{\Gamma}$	363,469 $h_6$
Ступінь точності за ГОСТ 9178-89	-	7 С
Діаметр вимірювальних роликів	$D$	1,302
Допуск на погрішність обкату	$\delta \varphi_{\Sigma}$	90"
Допуск на радіальне биття зубчастого вінця	$E_0$	0,034

<sup>3,2</sup> ✓ (✓)



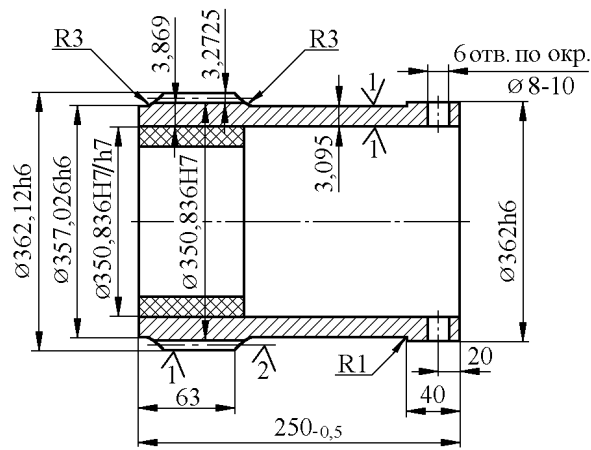


Рисунок 2 – Конструкція МГК: HRC 28...32; вільні розміри по  $h$  12; різностінність оболонки не більше 0,02 мм; контролювати чистоту западин по всіх зубах; гострі крайки закруглити до  $R$  0,3 мм

Розрахункова схема для проектувального розрахунку МГК на міцність наведена на рис. 3, де  $W_0$  – початкова радіальна деформація,  $\Phi$  – половина кута.

ПК збільшує радіальну жорсткість ГЗК і розвантажує його від контактних напружень, що виникають при коченні дисків ГХ по внутрішній поверхні ГЗК при деформуванні ПК і ГЗК в процесі хвильового зачеплення. В зв'язку зі складним напруженим станом ГЗК при роботі розглянутих ХЗП під навантаженням необхідно строге обґрунтування застосовуваного виду посадки у складальній одиниці ГЗК - ПК. При виборі посадки повинно враховуватися як вплив її на напружений стан, так і на частоту власних коливань вузла ГЗК-ПК з метою виключення резонансу з частотою збуджуючих сил, що виходять від ГХ.

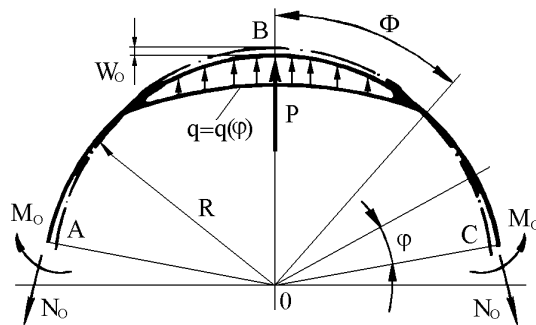


Рисунок 3 – Схема для проектувального розрахунку МГК на міцність

Розглянемо доцільність застосування тієї або іншої посадки ПК в ГЗК. Посадка з гарантованим зазором проста у виконанні, але збільшує сумарну радіальну піддатливість системи ГЗК-ПК-ГХ при передачі навантаження, відповідно зменшуючи глибину заходу зубів у хвильовому зачепленні (ХЗ). Це може порушувати працездатність передачі через вихід зубів (дрібномодульних - 1...2,5 мм) із зачеплення («проскакування зубів»). Посадка з натягом ПК в ГЗК складна через тонкостінність ( $t_{cm} \approx (0,01...0,015) D_{cp}$ ) і великих діаметрів оболонок, розглянутих ХЗП ( $D_{cp} = 0,7...2,5$  м). Крім того, натяг створює додаткові напруження розтягнення в важконавантаженій ГЗК. Відомо [2], що зовнішні і внутрішні тиски в з'єднаннях деталей, особливо тонкостінних, впливають на частоти їх власних коливань. Це характерно і для вузла ГЗК-ПК, у якому при посадці з натягом ГЗК має внутрішній, а ПК - зовнішній контактний тиск від ГЗК і контактний тиск від дисків ГХ, що суттєво ускладнює напружений стан деталей, що сполучаються. При роботі в таких умовах вузла ГЗК-ПК частоти власних коливань його, враховуючи великі діаметральні розміри, можуть понизитися до частот власних коливань обурюючих сил від ГХ і привести систему до резонансу.

Дослідимо вплив посадки з натягом на власні частоти ПК, використовуючи енергетичні методи теорії оболонок [6]. Для форми коливань з двома хвилями в окружному напрямку при дисковому МГВ радіальні прогини МГК  $\omega_{ПК}$  досить точно апроксимуються виразом:

$$\omega_{ПК} = \omega_0 \cos 2\beta \sin \omega_{ПК} t, \quad (20)$$

де  $\omega_0$  - амплітудні значення радіального прогину, визначені при розрахунках ХЗП;  $\beta$  - кут повороту генератора хвиль;  $\sin \omega_{ПК} t$  - функція часу;  $\omega_{ПК}$  - кругова частота.

Переміщення точок ПК в окружному напрямку  $v_{ПК}$  виразимо через радіальний прогин як:

$$v_{ПК} = \left( \frac{\omega_0}{2} \right) \cos 2\beta \sin \omega_{ПК} t. \quad (21)$$

Потенційна енергія деформації ПК визначається з виразу

$$П_{ПК} = \frac{\left[ \frac{E I_{ПК}}{2 R_{ПК}} \right] \int_0^{2\pi} \left( \frac{\partial^2 \omega_{ПК}}{\partial \beta^2} + \omega_{ПК} \right) d\beta}{d\beta}, \quad (22)$$

де  $I_{ПК}$  - момент інерції поперечного перерізу ПК;  $E$  - модуль пружності;  $R_{ПК}$  - радіус серединної поверхні підкладного кільця.

Підставивши вираз (21) в (22) одержимо

$$П_{ПК} = \frac{9 E I_{ПК} \pi \omega_0^2 \sin^2 \omega_{ПК} t}{2}. \quad (23)$$

Кінетична енергія підкладного кільця визначається з виразу:

$$T_{ПК} = \left( \frac{\gamma F_{ПК}}{2 g} \right) \int_0^{2\pi} \left[ \left( \frac{\partial^2 \omega}{\partial t^2} \right) \omega + \left( \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \right) v \right] R_{ПК} \beta, \quad (24)$$

де  $\gamma$  - щільність матеріалу ПК;  $F_{ПК}$  - площа поперечного перерізу ПК;  $g$  - прискорення вільного падіння.

З урахуванням виразів (20) і (21) з (24) одержимо:

$$T_{ПК} = \frac{5 \gamma F_{ПК} \pi R_{ПК} \omega_0^2 \sin^2 \omega_{ПК} t}{8 g}. \quad (25)$$

З умов максимумів потенційної і кінетичної енергії одержимо формулу для кругової частоти власних коливань ПК, що не має контактного тиску, у вигляді:

$$\omega_{ПК} = \sqrt{\frac{\frac{36}{5} E I_{ПК} g}{\gamma F_{ПК} R_{ПК}^4}}. \quad (26)$$

По відомій круговій частоті визначаємо частоту власних коливань ПК  $f_{ПК}$  у вигляді:

$$f_{ПК} = \frac{\omega_{ПК}}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{36}{5} \frac{E I_{ПК} g}{\gamma F_{ПК} R_{ПК}^4}}. \quad (27)$$

Вплив посадки з натягом у складальній одиниці ГЗК-ПК будемо враховувати у вигляді кінетичної енергії контактного тиску між ГЗК і ПК. Із ПК довжиною  $b_{ПК}$  виділимо ділянку розміром в окружному напрямку, рівному  $R_{ПК} d\beta$  (рис. 2). Кінетична енергія контактного тиску на елементарній ділянці з врахуванням (20) визначається з виразу:

$$dT_q = \frac{q b_{ПК} R_{ПК} d\beta}{2g} \frac{d\omega^2}{dt^2} \omega = \frac{q b_{ПК} \omega_{ПК}^2 \sin \omega_{ПК} t}{2g} \cos^2 \beta d\beta. \quad (28)$$

Виконавши інтегрування по контуру всієї поверхні ПК, сполученої з ГЗК (рис. 2), одержимо вираз для кінетичної енергії контактного тиску у вигляді:

$$dT_q = \frac{q b_{ПК} R_{ПК} \pi \omega_0^2 \omega_{ПК}^2 \sin \omega_{ПК} t}{2g}. \quad (29)$$

Підставивши вираз (29) у формулу (25) з урахуванням (20) аналогічно вище викладеному, одержимо формулу для визначення власної частоти коливань ПК з урахуванням посадки з натягом у з'єднанні:

$$f_{qПК} = f_{ПК} \sqrt{\frac{1}{(1 + \xi_q)}}, \quad (30)$$

де  $\xi_q$  - безрозмірний коефіцієнт, що враховує вплив натягу на власну частоту коливань і визначається як:

$$\xi_q = \frac{4q b_{ПК}}{5\gamma - F_{ПК}}. \quad (31)$$

Виконані нами розрахунки частот власних коливань ПК при розробці ряду силових ХЗП показали наступне [7]:

- використання посадок з натягом у вузлі ГЗК-ПК суттєво знижує параметр  $f_{ПК}$  і може ввійти в зону резонансу;

- раціональне з'єднання ПК з ГЗК виконувати по посадці  $H7/h7$  (з «нульовим» зазором), яка практично не зменшує глибину заходу зубів у хвильовому зачепленні й сумарну жорсткість ХЗП в площині ГХ-ХЗ;

- порівняння результатів експериментів з розрахунками частот власних коливань складальної одиниці ПК-ГЗК показали задовільну збіжність (8-11%).

**Висновки.** 1. Отримані залежності по визначенню необхідної посадки в з'єднанні ГЗК-ПК дозволяють виключити явище резонансу і вихід зубів із зачеплення, забезпечуючи надійну працездатність важконавантаженої ХЗП. 2. Отримані залежності для визначення частот власних крутильних і поперечних коливань можуть використовуватися на стадії проектування силових ХЗП з метою прогнозування резонансу частот власних коливань і збурюючих сил і його виключення [2]. 3. Застосування полімерного підкладкового кільця в площині генератора суттєво підвищує надійність і витривалість МГК. 4. Трьоххвильові зубчасті передачі з МГК на сьогоднішній день – найбільш повно забезпечують працездатність СХЗП. 5. Формули (11), (18) і (19) дозволяють говорити про створення критерію вібростійкості СХЗП.

### Список літератури

1. Маргулис М.В. Методика определения низших частот собственных колебаний гибких звеньев высокомоментных волновых зубчатых передач // Вестник машиностроения, 1986. - №11. - С. 11 - 14.

2. Маргулис М.В. Создание, исследование и внедрение унифицированных приводов с волновыми зубчатыми передачами для тяжёлых машин // Вклад науки в повышении надёжности и долговечности машин и сооружений. - Киев: Наукова думка, 1990. - С. 78 - 79.

3. Маргулис М.В. Снижение материалоемкости машин. - Киев: Знание, 1985. – 64 с. (Серия VIII «Новое в науке, технике, производстве», № 24).

4. Приймаков А.Г., Воробьев Ю.С., Приймаков Г.А. Теория и

конструирование силовых волновых зубчатых передач / Монография. – Харьков: «Оберіг», 2010. – 352 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.

6. Дмитриев В.А. Детали машин. - Л.: Судостроение, 1970. - 192 с.

7. Вольмир А.С. Нелинейная механика пластин и оболочек. - М.: Наука, 1972. – 540 с.

## **Аннотация**

### **РАЗРАБОТКА КРИТЕРИЯ ВИБРОСТОЙКОСТИ СИЛОВЫХ ТРЕХВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ**

Маргулис М.В., Приймаков А.Г., Градыский Ю.А.

*В статье предпринята попытка разработать критерий вибростойкости силовой волновой зубчатой передачи с использованием составного металлополимерного гибкого колеса как конструктивно-ортотропной оболочки. Критериальная оценка создана в области допустимых частот, амплитуд колебаний.*

## **Abstract**

### **DEVELOPMENT OF CRITERION OF VIBROFIRMNESS OF POWER THREE-WAVE GEARINGS**

Margulis M.V., Priymakov A.G., Gradyskiy Y.A.

*An attempt to develop the criterion of vibrofirminess of the power wave gearing with the use of component metalopolimernogo of flexible wheel as konstruktivno-ortotropnoy shells is undertaken In the article. A criterion estimation is created in area of possible frequencies, amplitudes of vibrations.*