

УДК 621.833:614.84

М. В. Маргуліс, О. Г. Приймаков, Ю. О. Градиський, О. Г. Янчик

УРІВНОВАЖУВАННЯ ГНУЧКОГО ЗУБЧАСТОГО КОЛЕСА В СИЛОВІЙ
ОДНОХВИЛЬОВІЙ ЗУБЧАСТІЙ ПЕРЕДАЧІ

Стаття присвячена проблемі врівноваження гнучкого елемента силової однохвильової зубчастої передачі з метою зменшення впливу дисбалансу мас та сил інерції при експлуатації передачі з максимальними навантаженням та частоті обертання генератора хвиль. Методика є універсальною і може бути використана для розв'язування подібних проблем.

К л ю ч о в і с л о в а: дисковий генератор хвиль, дисбаланс мас гнучкого зубчастого колеса.

Постановка проблеми. У 1967 р. були створені перші працездатні силові однохвильові передачі [1, 2] для приводів аварійно-рятувальної, інженерної та протипожежної техніки.

Автори розробили конструкцію, в якій однохвильовий генератор хвиль статично і динамічно врівноважений. Врівноважування здійснено завдяки використанню противаг (контргрузів). У 2001 р. авторами статті також була створена нова конструкція однохвильової силової зубчастої передачі (ОХЗП) зі статично і динамічно врівноваженим генератором хвиль [3]. Зазначені конструкції мають такі переваги: зменшена в 2... 2,5 разу маса передачі, високий ККД 0,86... 0,94, простота конструкції, сучасний дизайн, простота експлуатації і обслуговування, порівняно з традиційними нехвильовими редукторами з аналогічними експлуатаційними параметрами ($T_{вих} = 15... 30$ кН×м, передаточне відношення $i = 300... 800$).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Оцінювання впливу статичної неуврівноваженості гнучкого зубчастого колеса (ГЗК) і підкладного кільця (ПК) в описаних конструкціях не виконували. У даний час можливість використання в приводах високошвидкісних малогабаритних електродвигунів великої потужності зростає, тому дослідження сил інерції від неуврівноважених мас ГЗК і ПК, що виникають в однохвильових передачах при частотах обертання швидкохідного вала більше 750 хв⁻¹, є актуальним.

Метою статті є розроблення методики розрахунку величини сили інерції, спричиненої дисбалансом мас ГЗК і ПК у ОХЗП, та розроблення рекомендацій зі зменшення сил інерції в конструкціях ОХЗП до величин, рекомендованих стандартом.

Виклад основного матеріалу. Розглянемо конструктивну схему ОХЗП, представлена на рис. 1. Диск генератора хвиль (ДГХ) 2 встановлено на підшипниковому вузлі 9 на водилі 10 (див. рис. 1, а, б), який обертається разом зі швидкохідним валом навколо осі тихохідного вала $O_{ЖК}0$ (див. рис. 1, а) з кутовою швидкістю $\omega_{ГХ}$. ДГХ 2 обертається навколо власної осі з кутовою швидкістю $\omega_{ДГХ}$. Маса ДГХ зосереджена в точці $M_{ДГХ}$ (див. рис. 1, б, в). При обертанні навколо осі $O_{ЖК}0$ (див. рис. 1, а) виникає сила інерції $F_{ДГХ}$ (див. рис. 1, в), спрямована з точки $M_{ДГХ}$ у напрямку вершини хвилі однохвильового зачеплення (див. рис. 1, б). Величину сили можна визначити за формулою:

$$F = m L \omega^2, \quad (1)$$

де m – маса обертового тіла, кг; ω – кутова швидкість, м/с; L – відстань від миттєвого центра обертання до центра маси тіла, м.

З формули (1) видно, що сили інерції прямо пропорційні квадрату кутової швидкості обертання, величині зведеної зосередженої маси і відстані від миттєвого центра обертання. Для статичного і динамічного врівноважування мас генератора хвиль у конструкції разом з генератором хвиль на водилі 10 обертаються противаги 8 масою M_K , які створюють відцентрову силу, що врівноважує сили інерції мас ексцентрикового вала, підшипникового вузла і диска генератора $M_{ДГХ}$.

При цьому виконується умова статичного балансування:

$$M_K R_K = e_{ГХ} M_{ДГХ}. \quad (2)$$

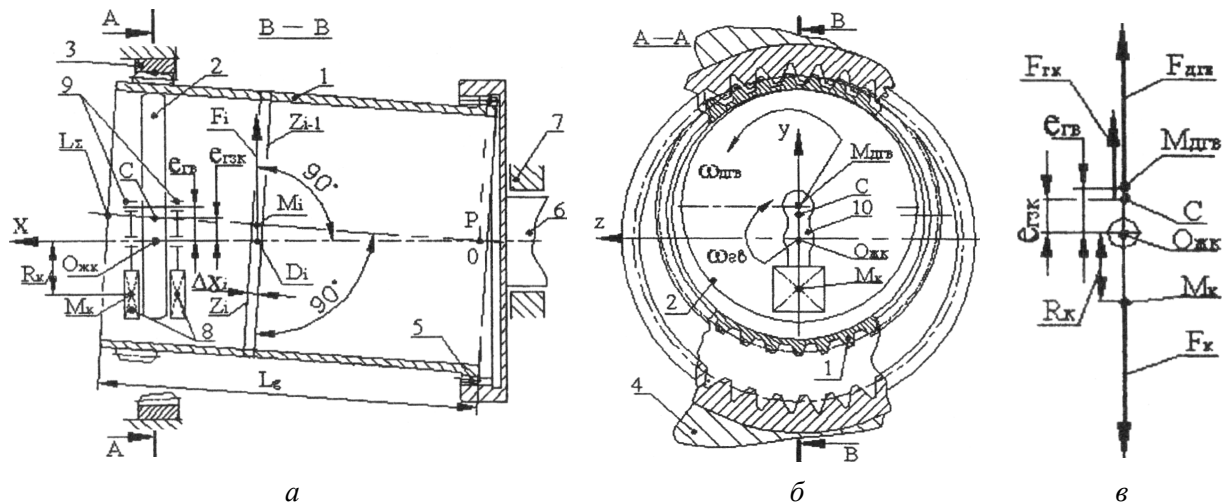


Рис. 1. Конструктивна схема однохвильової зубчастій передачі з дисковим генератором хвиль (а, б) і схема сил інерції в площині А-А генератора хвиль (в):

1 – гнучке зубчасте колесо; 2 – диск генератора хвиль; 3 – жорстке зубчасте колесо (ЖЗК); 4 – корпус; 5 – шліцьове з'єднання; 6 – тихохідний вал; 7 – підшипниковий вузол; 8 – протизага; 9 – підшипниковий вузол диска генератора хвиль; 10 – водило; $\omega_{ГХ}$ – кутова швидкість генератора хвиль; $\omega_{ДГХ}$ – кутова швидкість диска генератора хвиль; P – миттєвий центр руху ГЗК; $O_{ЖК}0$ – вісь симетрії ЖЗК; $e_{ГХ}$, $e_{ГЗК}$ – ексцентриситети осей симетрії генератора хвиль, ГЗК і ПК; $R_{К}$ – відстань від осі $O_{ЖК}0$ до центрів зосередження маси контргруза 8 – точок $M_{К}$; Z_i , Z_{i-1} – січні ГЗК площини; $\Delta X = (X_i - X_{i-1})$ – збільшення аргументу; M_i – центр зосередження одиничної маси ГЗК, отриманий розсіченням ГЗК площинами Z_i , Z_{i-1} ; F_i – одинична сила інерції, що діє з точки M_i ; $D_i M_i$ – відстань від миттєвого центра обертання до центра маси тіла; L_g – довжина ГЗК (конструктивний параметр); $F_{ГХ}$ – частина результуючої сили інерції, що діє на ЖЗК; $M_{ДГХ}$ – маса диска генератора хвиль, підшипникового вузла 9 й інших елементів, що обертаються разом з генератором хвиль навколо осі симетрії ЖЗК; $F_{ДГХ}$, $F_{К}$ – відцентрові сили інерції внаслідок обертання відповідних мас $M_{ДГХ}$, $M_{К}$ (маса контргруза)

Під час роботи передачі разом з диском генератора хвиль рухається навколо осі $O_{ЖК}0$ частина маси ГЗК і ПК. Ця частина маси при перекочуванні ГЗК і ПК по ЖЗК створює силу інерції, яка впливає на обидві опори: ЖЗК 3 і зубчасту муфту 5 (рис. 1, а, б), якщо розглядати ГЗК як балку на двох опорах, одна з яких рухома (див. рис. 2, а).

Для визначення сил інерції, викликаних дисбалансом мас ГЗК і ПК від спільного переміщення з ДГХ зі швидкістю $\omega_{ГХ}$, розглянемо елемент ГЗК 1, отриманий розсіченням ГЗК двома площинами Z_i , Z_{i-1} (рис. 1), які розташовані одна від одної на відстані ΔX і перпендикулярні дотичним до вигнутої осі ГЗК. Виділений елемент ГЗК має масу M_i , зосереджену в точці M_i . Ця точка знаходиться на відстані $D_i M_i$ від осі симетрії $O_{ЖК}0$ ЖЗК. Відстань $D_i M_i$ є ординатою графіка функції (див. рис. 1, а та рис. 2, б):

Масу M_i елемента знайдемо за формулою (4) за умови, що збільшення аргументу ΔX прагне до нуля, величина кута між січними площинами Z_i і Z_{i-1} також прагне до нуля. Отже, об'єм елемента прагне до об'єму кільця, обмеженого зовнішнім і внутрішнім діаметрами ГЗК та січними ГЗК паралельними площинами Z_i і Z_{i-1} :

$$M_i = \rho S_i \Delta X, \quad (4)$$

де ρ – щільність матеріалу ГЗК, кг/м^3 ; S_i – площа поперечного перерізу ГЗК площиною Z_{i-1} , що проходить на відстані X_i від точки 0, м^2 ; $\Delta X = (X_i - X_{i-1})$ – збільшення аргументу, м.

Підставивши у формулу (1) вирази (3) та (4), одержуємо формулу (5) для визначення одиничної сили інерції F_i , що діє на ГЗК в точці M_i і спрямованої перпендикулярно $O_{ЖК}0$ у бік хвильового зачеплення (рис. 1, а):

$$F_i = \rho \omega^2 S_i f(x_i) \Delta x. \quad (5)$$

Для визначення результуючої сили інерції F_r (див. рис. 2, в), що діє на ГЗК, підсумуємо F_i по всій довжині ГЗК від 0 до L_g , тоді формула (5) набуває вигляду:

$$F_r = \sum_{i=1}^n F_i = \rho \omega^2 S_i \sum_{i=1}^n f(x_i) \Delta x. \quad (6)$$

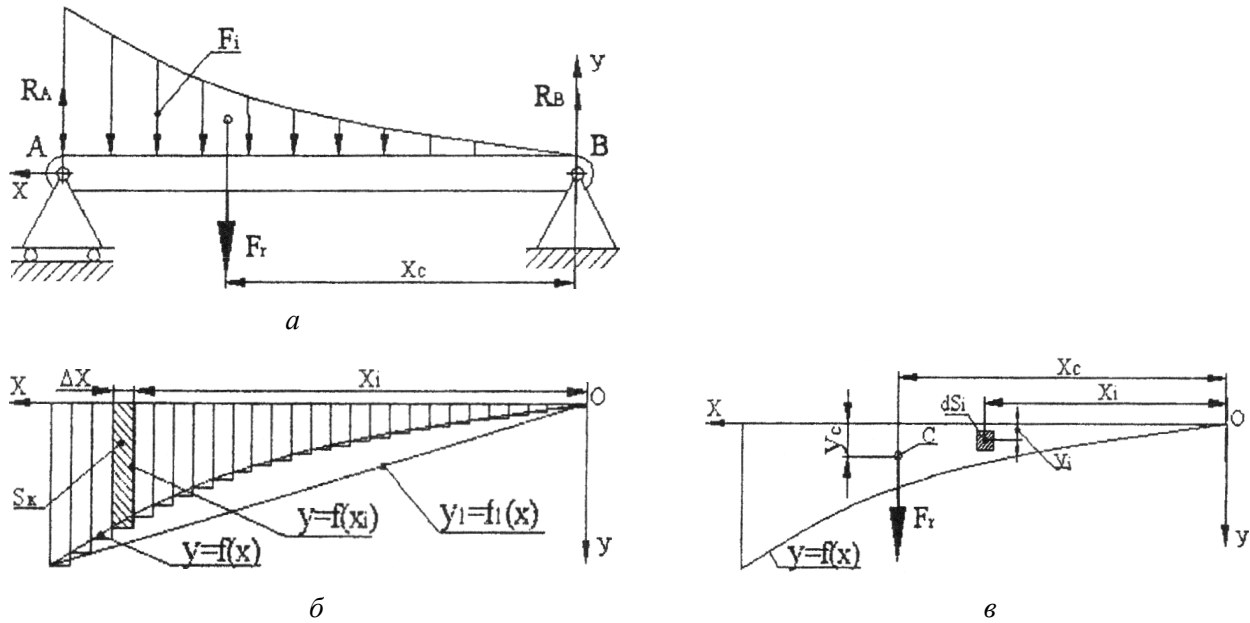


Рис. 2. Схема навантаження гнучкого зубчастого колеса силами інерції (а); схема для розрахунків площі криволінійної трапеції (б); схема для визначення центра ваги епюри розподілу сил інерції на ГЗК (в)

У формулі (5) добуток $\Delta x \sum_{i=1}^n f(x_i)$ є площею криволінійної трапеції:

$$S_{\text{трап}} = \sum_{i=1}^n f(x_i) \Delta x, \quad (7)$$

де $f(x_i) \Delta x$ – елемент інтегральної суми S_k (рис. 2, б).

Криволінійна трапеція обмежена графіком функції $f(x_i)$, відрізками прямих $X=0$, $X=L_{\Sigma}$ і $P=L_{\Sigma}$ (див. рис. 1, а). Якщо $n \rightarrow \infty$, площу розглянутої фігури можемо визначити за допомогою інтегрування функції $y=f(x)$ на заданому інтервалі:

$$\lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{i=1}^n f(x) \Delta x = S_{\text{трап}} = \int_0^{L_{\Sigma}} f(x) dx. \quad (8)$$

Тоді формула (6) набирає такого вигляду:

$$F_r = \rho \omega^2 \int_a^b S_i f(x) dx. \quad (9)$$

Обчислюючи сили інерції для конкретної конструктивної схеми, ГЗК розбиваємо по довжині на ділянки, які відрізняються на величину S_i . Для кожної ділянки обчислюємо F_r . Результуючу силу інерції F_r визначаємо підсумовуванням сил інерції кожної ділянки ГЗК.

Для визначення реакцій опор визначаємо результуючу силу інерції та місце її прикладання. Результуюча сила інерції проходить через центр ваги епюри сил інерції.

Координати центра ваги складної фігури визначаємо за формулою [4]:

$$X_C = \frac{\sum_{i=1}^n S_i x_i}{\sum_{i=1}^n S_i}, \quad Y_C = \frac{\sum_{i=1}^n S_i y_i}{\sum_{i=1}^n S_i}, \quad (10)$$

де S_i – елемент площі ГЗК (рис. 2, в), м; x_i, y_i – координати центра ваги елемента площі S_i , м.

Далі, залежно від конструктивних особливостей ОХЗП, можливе замикання сил інерції на корпусі та частково на водилі генератора хвиль.

За запропонованою методикою автори представляють результати розрахунків результуючої сили інерції для одного варіанта виконання гнучкого колеса розробленої ОХЗП. Параметри ГЗК такі: число зубів 370, модуль 0,8 мм, зовнішній діаметр 300 мм, товщина його стінки 3 мм, маса 5 кг, довжина колеса 230 мм, ексцентриситет генератора хвиль $e = 4$ мм. Результати розрахунків представлені в таблиці.

Т а б л и ц я

Число обертів генератора хвиль, V		Кутова швидкість генератора хвиль $\omega_{ГХ}$, рад/с	Результуюча сила інерції F_r , Н
об/хв	об/с		
500	8,3 (3)	52,36	35,81
750	12,5	78,54	80,56
1000	16,667	104,72	143,23
1500	25	157,08	322,26
2000	33,3 (3)	209,44	572,9

Реакція опор при $V = 1000$ хв⁻¹:

$$R_A = \frac{2F_r}{3}; \quad R_B = \frac{F_r}{3};$$
$$R_A = 95,5 \text{ Н}; \quad R_B = 47,7 \text{ Н}.$$

Аналіз таблиці показує, як суттєво впливає на величину сили інерції ГЗК і ПК число обертів ГХ.

Висновки

Представлена методика дозволяє коректно визначити величини інерційних сил мас ГЗК і ПК в ОХЗП, що рухаються, визначити розподіл цих сил на елементи передачі та врахувати їх вплив на її працездатність у приводах аварійно-рятувальної, інженерної та протипожежної техніки.

Список використаних джерел

1. Волновые зубчатые передачи [Текст] / Д. П. Волков, А. Ф. Крайнев, М. В. Маргулис и др. – К. : Техника, 1976. – 221 с.
2. Маргулис, М. В. Разработка усовершенствованной силовой одноволновой зубчатой передачи для металлургических машин [Текст] / М. В. Маргулис, Д. В. Суханов // Вестн. Приазов. гос. техн. ун-та : сб. науч. тр. – Мариуполь, 1999. – Вып. 8. – С. 90–92.
3. Одноволновая передача [Текст] : пат. 13958 А Украина: МКИ 5 F 16H 1/00. – № 94040921; заявл. 24.06.93; опубл. 25.04.97.
4. Тимошенко, С. П. Сопротивление материалов [Текст] : Т. 1. Элементарная теория и задачи / С. П. Тимошенко. – 2-е изд. стер. – М. : Наука, 1965. – 364 с.
5. Приймаков, А. Г. Расчет и проектирование силовых волновых механизмов с позиции трибофатики [Текст] : монография / А. Г. приймаков, Ю. А. Градыский, Г. А. Приймаков. – Х. : Оберіг, 2012. – 302 с.

Стаття надійшла до редакції 05.02.2014р.