

УДК 621.855.001.24

О.І. Пилипенко, д-р техн. наук**А.В. Полуян**, аспірант

Чернігівський державний технологічний університет, м. Чернігів, Україна

**ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ЛАНЦЮГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ
В МЕТАЛЕВОМУ ТА ПОЛІМЕРНОМУ ВИКОНАННІ****О.И. Пилипенко**, д-р техн. наук**А.В. Полуян**, аспирант

Черниговский государственный технологический университет, г. Чернигов, Украина

**СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ
В МЕТАЛЛИЧЕСКОМ И ПОЛИМЕРНОМ ИСПОЛНЕНИИ****O.I. Pilipenko**, Doctor of Technical Sciences**A.V. Poluyan**, PhD student

Chernihiv State Technological University, Chernihiv, Ukraine

**COMPARATIVE ANALYSIS OF THE DYNAMICS OF A CHAIN TRANSMISSION
IN METAL AND POLYMER DESIGN**

Представлено порівняльний аналіз динаміки комп'ютерного 3D-моделювання ланцюгової передачі в металевому та полімерному виконанні за допомогою програмного комплексу SolidWorks. З аналізу графічних залежностей чітко простежуються переваги застосування деталей з полімерних композитів у порівнянні з традиційними металевими деталями ланцюгової передачі: динамічна нерівномірність обертання ведучої та веденої зірочок; сила, яка діє між валиком та втулкою; сила контакту між набігаючим роликом та зірочкою.

Ключові слова: ланцюгова передача, порівнювальне комп'ютерне 3D-моделювання.

Представлен сравнительный анализ динамики компьютерного 3D-моделирования цепной передачи в металлическом и полимерном исполнении с помощью программного комплекса SolidWorks. Из анализа графических зависимостей чётко прослеживаются преимущества применения деталей из полимерных композитов по сравнению с традиционными металлическими деталями цепной передачи: динамическая неравномерность вращения ведущей и ведомой звёздочек; сила, действующая между валиком и втулкой; сила контакта между набегающим роликом и звёздочкой.

Ключевые слова: цепная передача, сравнительное компьютерное 3D-моделирование.

Comparative analysis of dynamics 3D-computer design modeling of chain transmission in metal and polymer design by means of program complex SolidWorks are presented. From the analysis of graphic dependences precisely traced advantages of application components of polymer composites as compared with traditional metal parts of chain transmission: dynamic irregularity of rotation the driving and driven sprockets; force that acts between the pin and bushing; force of the contact between the oncoming roller and sprocket.

Key words: chain transmission, comparative 3D-computer design.

Постановка проблеми. Актуальною проблемою машинобудування є розроблення формалізованих методів аналізу динаміки ланцюгових передач. Вирішення її дасть можливість підвищити якість та точність проектування деталей з полімерних композитів та дозволить проводити імітацію 3D-руху будь-якого ланцюгового контуру з метою оптимізації як конструктивних, так і експлуатаційних параметрів та забезпечить ефективне застосування чисельних методів аналізу й оптимального синтезу ланцюгових передач.

Аналіз останніх публікацій. В основу розроблення автоматизації оптимального синтезу роликів ланцюгових передач на ПК покладені результати і залежності, отримані в [1], побудовані за блоковим принципом модульного проектування у вигляді пакетів прикладних програм геометричного, силового й динамічного розрахунків. Окремі удосконалені фрагменти комплексної методики опубліковані в [2-4]. Найбільш потужним підходом по зменшенню динамічних навантажень є застосування полімерних композитів для виготовлення деталей ланцюгових передач [5-8]. Застосування сучасних програмних комплексів комп'ютерного 3D-моделювання опубліковано тільки стосовно кінематики ланцюгових передач [9].

Мета статті. Представити порівняльний аналіз результатів комп'ютерного 3D-моделювання динаміки ланцюгової передачі в металевому та полімерному виконанні.

Виклад основного матеріалу. Оптимізаційні дослідження програмним комплексом SolidWorks автоматизують пошук оптимального проектування, основою якого є геометрична модель. Він обладнаний технологією для швидкого виявлення основної тенденції зміни часового ряду і визначення оптимального рішення з використанням мінімальної кількості повторів.

Лінійний динамічний аналіз базується на частотних дослідженнях. Програмне забезпечення розраховує реакцію моделі за допомогою сумування впливів кожної моди (функції, рівняння) на навантаження [10]. Вплив моди залежить від частотного спектра навантаження, величини, напрямку, тривалості та координат розташування. Рівняння руху не тільки пов'язані між собою через параметри мас, жорсткостей і демпфірування, але залежить і від системи координат, яка використовується для їх опису.

У випадках, коли лінійний динамічний аналіз створює помилкові результати, такі як порушення припущень, на які він спирається, використовується нелінійний динамічний аналіз, який базується на інкрементному методі управління навантаженням. Він використовується для вирішення задач з нелінійністю, що викликана поведінкою матеріалу, великими переміщеннями й умовами контакту.

У нелінійному динамічному аналізі рівняння рівноваги динамічної системи на часовому проміжку, $t + D_t$, буде мати вигляд [10]:

$$[M]^{t+D_t} \{\ddot{U}\}^{(i)} + [C]^{t+D_t} \{\dot{U}\}^{(i)} + {}^{t+D_t}[K]^{(i)} {}^{t+D_t}[DU]^{(i)} = {}^{t+D_t}\{R\}^{(i)} - {}^{t+D_t}\{F\}^{(i-1)}, \quad (1)$$

де $[M]$ – матриця мас системи;

$[C]$ – матриця демпфірування системи;

${}^{t+D_t}[K]^{(i)}$ – матриця жорсткості системи;

${}^{t+D_t}\{R\}^{(i)}$ – вектор зовнішніх прикладених вузлових навантажень;

${}^{t+D_t}\{F\}^{(i-1)}$ – вектор внутрішніх утворених у вузлах сил на повторі $(i - 1)$;

${}^{t+D_t}[DU]^{(i)}$ – вектор зростаючих вузлових переміщень на повторі (i) ;

${}^{t+D_t}\{U\}^{(i)}$ – вектор повного переміщення на повторі (i) ;

${}^{t+D_t}\{\dot{U}\}^{(i)}$ – вектор повної швидкості на повторі (i) ;

${}^{t+D_t}\{\ddot{U}\}^{(i)}$ – вектор повного прискорення на повторі (i) .

Використовуючи схеми інтегрування неявного часу, такі як *Newmark-Beta* або *Wilson-Theta* та використовуючи ітераційний метод Ньютона, рівняння (1) матиме вигляд:

$${}^{t+D_t}[\bar{K}]^{(i)} \{DU\}^{(i)} = {}^{t+D_t}\{\bar{R}\}^{(i)},$$

де ${}^{t+D_t}\{\bar{R}\}^{(i)}$ – вектор ефективного навантаження;

$${}^{t+D_t}\{\bar{R}\}^{(i)} = {}^{t+D_t}\{R\} - {}^{t+D_t}\{F\}^{(i-1)} + [M] \left(-a_0 \left({}^{t+D_t}\{U\}^{(i-1)} - {}^t\{U\} \right) + a_2 {}^t\{\dot{U}\} + a_3 {}^t\{\ddot{U}\} \right) + [C] \left(-a_1 \left({}^{t+D_t}\{U\}^{(i-1)} - {}^t\{U\} \right) + a_4 {}^t\{\dot{U}\} + a_5 {}^t\{\ddot{U}\} \right)$$

${}^{t+D_t}[\bar{K}]^{(i)}$ – матриця ефективною жорсткості;

$${}^{t+D_t}[\bar{K}]^{(i)} = {}^{t+D_t}[K]^{(i)} + a_0[M] + a_1[C]$$

a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 і a_5 – константи неявних методів інтегрування.

Для вирішення ітераційних схем нелінійного динамічного аналізу доступні: алгоритм Ньютона-Рафсона (NR) та змінний алгоритм Ньютона-Рафсона (MNR).

Рівняння сили контакту між двома контактуючими деталями, Н [10]:

$$F_n = k \cdot (g^e) + K_{рок}(g, 0 \ 0 \ d_{MAX}, c_{MAX}) \cdot dg/dt,$$

де k – жорсткість матеріалу на границі взаємодії між двома контактуючими деталями;
 g – проникнення однієї геометрії тіла в іншу;
 e – показник передбачуваної експоненціальної сили в порівнянні зі зміщеною моделлю;

d_{MAX} – граничне проникнення;

c_{MAX} – максимальне демпфірування на границі взаємодії;

dg/dt – швидкість проникнення в точці контакту.

1. Побудова 3D-моделей ланцюгових передач. Побудуємо 3D-моделі ланцюгових передач у металевому (рис. 1, а) та полімерному (рис. 1, б) виконанні за такими параметрами: кількість зубців ведучої зірочки $z_1 = 15$; кількість зубців веденої зірочки $z_2 = 25$; профіль зубця – "зі зміщенням"; клас точності зірочки "А"; ланцюг ПР-19,05-3108; кут нахилу лінії центрів "0".

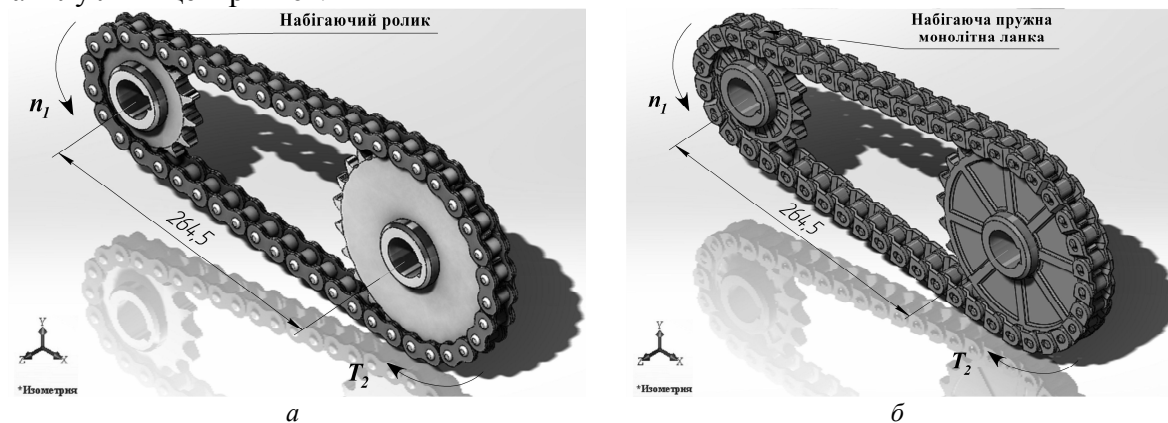


Рис. 1. 3D-моделі ланцюгових передач: а – у металевому виконанні; б – у полімерному виконанні

Для побудови ланцюгової передачі в полімерному виконанні (матеріал зірочок та ланок ланцюга – поліамід ПА6-210КС) використаємо пружну монолітну ланку ланцюга [11].

2. Вихідні параметри. Параметри, які були задані для дослідження динаміки ланцюгових передач:

- напрямок обертання ведучої зірочки – проти годинникової стрілки зі швидкістю $n_1 = 300 \text{ хв}^{-1}$;
- момент опору веденої зірочки $T_2 = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- проміжок часу, протягом якого відбуватиметься дослідження, – від 0 до 4 секунд, що відповідає більш, ніж двом періодам обертання ланцюгового контуру;
- силу земного тяжіння направимо в напрямку, протилежному осі Y.

Охарактеризуємо час дослідження 3D-механізмів:

- від 0 до 0,5 секунди ведуча зірочка передачі поступово набирає оберти ($0-300 \text{ хв}^{-1}$);
- від 0,5 до 3,5 секунд – система переходить на усталений режим роботи;
- від 3,5 до 4 секунд ведуча зірочка поступово зменшує свої оберти ($300-0 \text{ хв}^{-1}$).

3. Аналіз результатів дослідження. Розглянемо та проаналізуємо графіки, отримані в результаті дослідження руху ланцюгових передач за допомогою програмного продукту SolidWorks. Для побудови порівняльних динамічних характеристик виберемо набігаючий ролик ланцюга (рис. 1, а) на ведучу зірочку в металевому виконанні і набігаючу пружну монолітну ланку ланцюга (рис. 1, б) в полімерному виконанні та їх контактні пари.

3.1.1. Динамічна нерівномірність обертання ведучої зірочки в металевому (рис. 2, а) та полімерному (рис. 2, б) виконанні в площині XY.

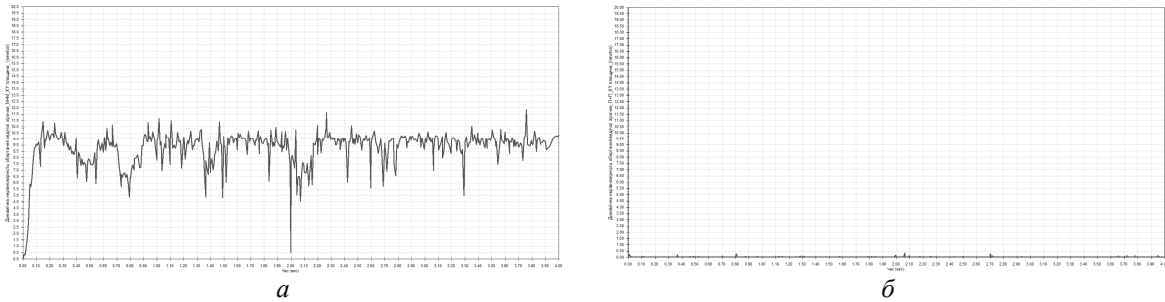


Рис. 2. Динамічна нерівномірність обертання ведучої зірочки в площині XY :
 а – у металевому виконанні; б – у полімерному виконанні

З графіків (рис. 2) видно, що динамічна нерівномірність обертання ведучої зірочки ланцюгової передачі в полімерному виконанні (рис. 2, б) прямує до нуля, в порівнянні з металевим виконанням (рис. 2, а).

3.1.2. Динамічна нерівномірність обертання ведучої зірочки в металевому (рис. 3, а) та полімерному (рис. 3, б) виконанні в площині XZ .

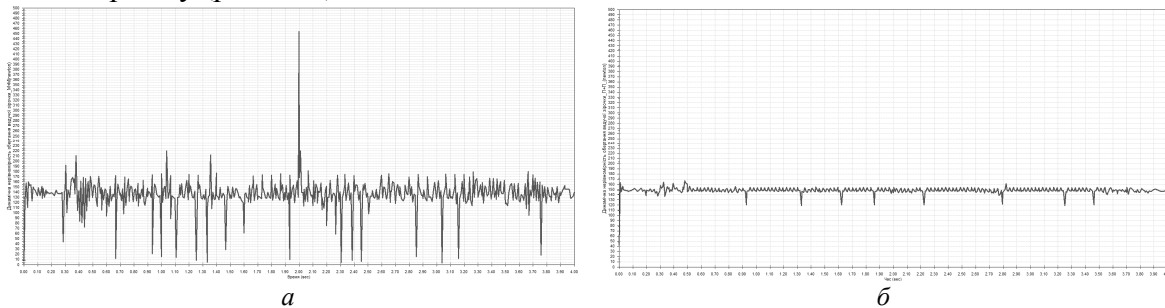


Рис. 3. Динамічна нерівномірність обертання ведучої зірочки в площині XZ :
 а – у металевому виконанні; б – у полімерному виконанні

Крива графіка (рис. 3, б) чітко демонструє зменшення діапазону значень динамічної нерівномірності обертання ведучої зірочки та його сталість і стійкість в порівнянні з металевим виконанням (рис. 3, а), в якого він набагато більший.

3.1.3. Динамічна нерівномірність обертання ведучої зірочки в металевому (рис. 4, а) та полімерному (рис. 4, б) виконанні в площині YZ .

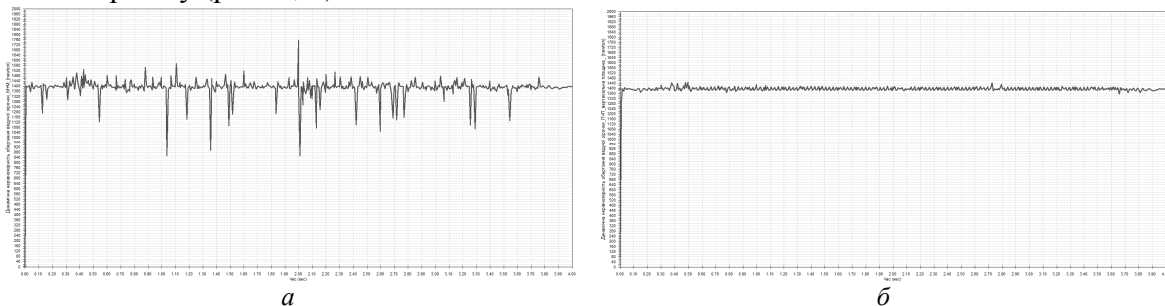


Рис. 4. Динамічна нерівномірність обертання ведучої зірочки в площині YZ :
 а – у металевому виконанні; б – у полімерному виконанні

З графіків (рис. 4) видно, що діапазон значень та максимальні піки динамічної нерівномірності обертання ведучої зірочки в полімерному виконанні (рис. 4, б) значно менший у порівнянні з металевим виконанням (рис. 4, а).

3.2.1. Динамічна нерівномірність обертання веденої зірочки в металевому (рис. 5, а) та полімерному (рис. 5, б) виконанні в площині XY .

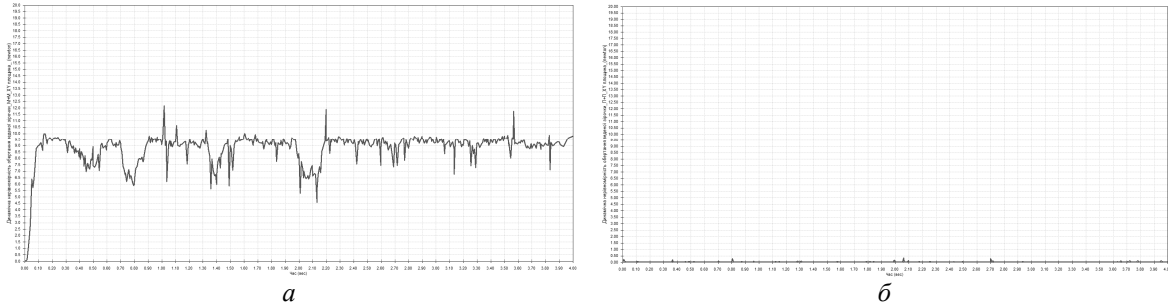


Рис. 5. Динамічна нерівномірність обертання веденої зірочки в площині XY :
 а – у металевому виконанні; б – у полімерному виконанні

Поведінка кривих графіків динамічної нерівномірності обертання веденої зірочки (рис. 5) аналогічна кривим (рис. 2), які підтверджують зменшення динаміки ланцюгової передачі при застосуванні полімерних деталей ланцюгового контуру та зірочок у порівнянні зі своїм металевим прототипом.

3.2.2. Динамічна нерівномірність обертання веденої зірочки в металевому (рис. 6, а) та полімерному (рис. 6, б) виконанні в площині XZ .

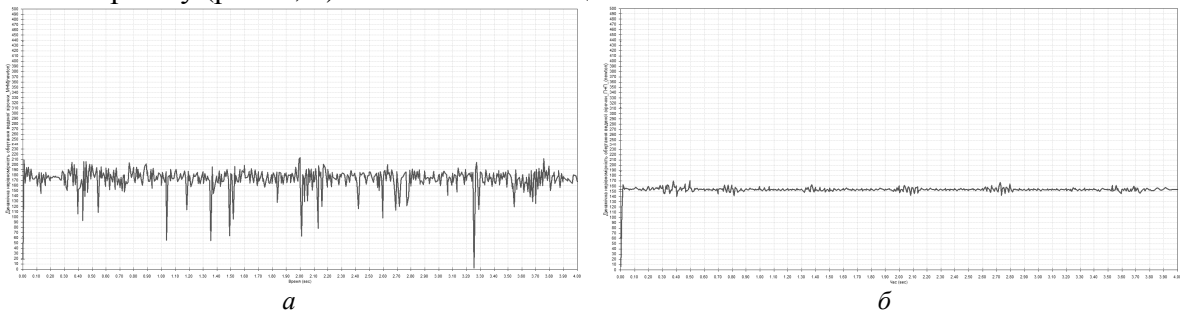


Рис. 6. Динамічна нерівномірність обертання веденої зірочки в площині XZ :
 а – у металевому виконанні; б – у полімерному виконанні

З графіків (рис. 6) видно, що при застосуванні полімерних деталей (рис. 6, б) відбувається зменшення та пониження діапазону значень динамічної нерівномірності обертання веденої зірочки в порівнянні з металевим виконанням ланцюгової передачі (рис. 6, а).

3.2.3. Динамічна нерівномірність обертання веденої зірочки в металевому (рис. 7, а) та полімерному (рис. 7, б) виконанні в площині YZ .

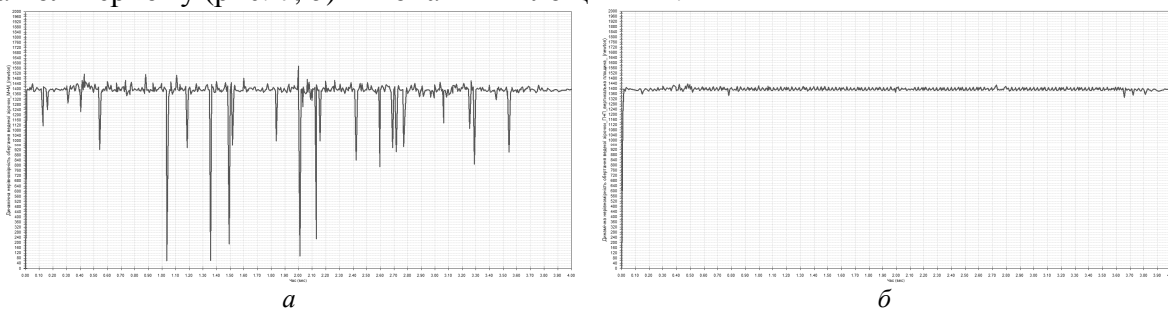


Рис. 7. Динамічна нерівномірність обертання веденої зірочки в площині YZ :
 а – у металевому виконанні; б – у полімерному виконанні

Крива графіка (рис. 7, б) відображає зменшення значень піків та пониження діапазону їх стійкості і сталості в порівнянні з металевим виконанням ланцюгової передачі (рис. 7, а).

3.3.1. Сила, яка діє у шарнірі ланцюгової передачі в металевому (рис. 8, а) та полімерному (рис. 8, б) виконанні в площині XZ .

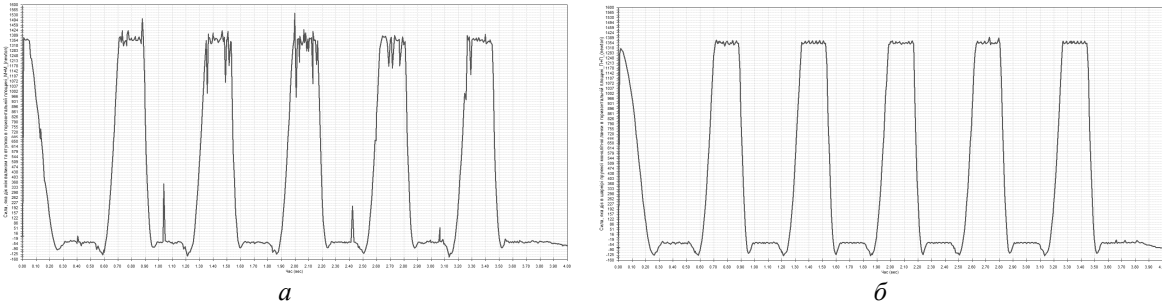


Рис. 8. Сила, яка діє в шарнірі ланцюга в площині XZ:
а – у металевому виконанні; б – у полімерному виконанні

Верхні піки кривих (рис. 8) характеризують проходження шарніра по ведучій вітці ланцюгового контуру, а нижні – по веденій. Проміжки підняття кривої з нижніх піків до верхніх характеризують огинання шарніром веденої зірочки і навпаки, опускання кривої з верхніх піків до нижніх – огинання шарніром ведучої зірочки. Діапазон як максимальних, так і мінімальних значень кривої графіка рис. 8, б набагато менший, більш стійкий та сталий порівняно із значеннями рис. 8, а.

3.3.2. Сила, яка діє у шарнірі ланцюгової передачі в металевому (рис. 9, а) та полімерному (рис. 9, б) виконанні в площині YZ.

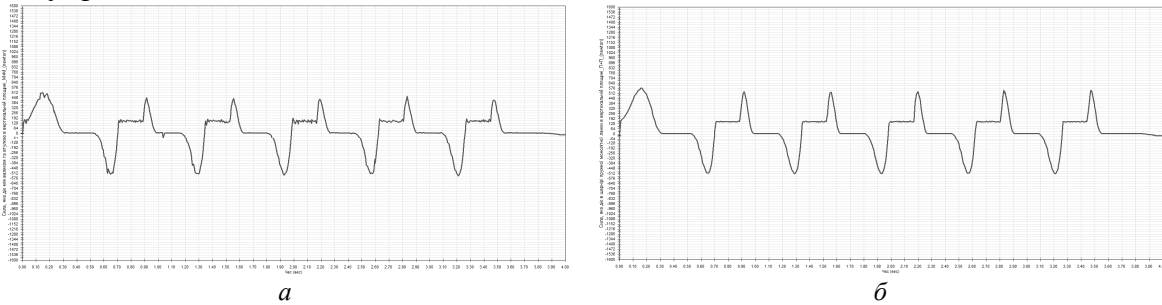


Рис. 9. Сила, яка діє у шарнірі ланцюга в площині YZ:
а – у металевому виконанні; б – у полімерному виконанні

Як видно з рис. 9, верхні піки кривих характеризують покидання контакту шарніра з ведучою зірочкою, а нижні – з веденою зірочкою. Діапазон значень (горизонтальні відрізки на кривих) у полімерному виконанні (рис. 9, б) стійкий та сталий у порівнянні зі значеннями в металевому виконанні (рис. 9, а) (при збільшеному масштабі це стає більш очевидним).

3.4. Сила контакту: між ведучою зірочкою і роликом ланцюга (рис. 10, а); між ведучою зірочкою та пружною монолітною ланкою (рис. 10, б).

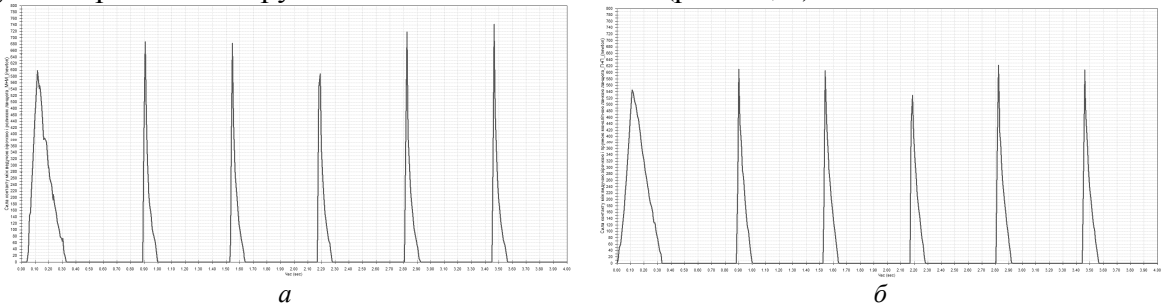


Рис. 10. Сила контакту: а – між ведучою зірочкою і набігаючим роликом;
б – між ведучою зірочкою і пружною монолітною ланкою

Графіки (рис. 10) демонструють, що сила контакту (удар) між ведучою зірочкою і набігаючим роликом ланцюга (рис. 10, а) більша в порівнянні з контактом пружної монолітної ланки та ведучою зірочки (рис. 10, б).

Висновки. За допомогою програмного забезпечення SolidWorks були побудовані 3D-моделі ланцюгових передач (рис. 1) та проаналізована їх динаміка на основі отриманих графіків:

– динамічної нерівномірності обертання ведучої та веденої зірочок у площинах: XY , XZ , YZ (рис. 2-7);

– сили, яка діє у шарнірі ланцюгової передачі в площинах: XZ , YZ (рис. 8, 9);

– сили контакту (рис. 10).

З аналізу кривих графіків випливає, що ланцюгова передача в полімерному її виконанні забезпечує:

– пониження діапазону, стійкість та сталість значень динамічної нерівномірності обертання як ведучої, так і веденої зірочок у площинах: XY , XZ , YZ ;

– пониження діапазону, стійкість та сталість значень сили, що діє у шарнірі у площинах: XZ , YZ ;

– зменшення сили контакту.

Список використаних джерел

1. Пилипенко О. И. Научные основы и синтез цепных передач : дис. ... д-ра техн. наук / О. И. Пилипенко. – Х. : ХГПУ, 1996. – 467 с.
2. Пилипенко О. І. Автоматизований геометричний розрахунок ланцюгової передачі / О. І. Пилипенко, А. І. Роговенко // Вісник ЧДТУ. Серія ТН. – Чернігів, 2001. – № 12. – С. 29-34.
3. Пилипенко О. І. Динаміка багатомасової ланцюгової передачі під час усталеного режиму її роботи / О. І. Пилипенко // Вісник ЧДТУ. Серія ТН. – Чернігів, 2010. – № 42. – С. 35-44.
4. Пилипенко О. І. Порівняльна динаміка ланцюгової передачі, оснащеної металевую і полімерною натяжними зірочками / О. І. Пилипенко // Вісник ЧДТУ. Серія ТН. – Чернігів, 2009. – № 40. – С. 56-62.
5. Пилипенко О. І. Динаміка та розрахунок ланцюгового привода з полімерних композитів / О. І. Пилипенко // Машинознавство. – 2004. – № 2. – С. 19-24.
6. Пилипенко О. І. Моделювання динаміки ланцюгового привода, оснащеного деталями з полімерних композитів / О. І. Пилипенко, Д. О. Ільїн // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – № 40. – С. 183-189.
7. Oleg Pilipenko. Synthesis of Chain Drives Based on Dynamic Methods, New Materials and Technologies. Machine Design. Monograph. ISBN 978-86-7892-038-7. Novi Sad, Serbia, 2007. – P. 307-314.
8. Пилипенко О. І. Сучасні технології проектування, конструювання і виготовлення ланцюгових приводів з полімерних композитів / О. І. Пилипенко // Проблеми сучасних технологій виготовлення і надійності передач з гнучким зв'язком : матеріали Міжнародної науково-технічної конференції (19-21.12.2011, м. Тернопіль). – Тернопіль, 2012. – С. 20-22.
9. Пилипенко О. І. Комплексна оцінка аналізу руху ролика ланцюга за допомогою програмного продукту SolidWorks / О. І. Пилипенко, А. В. Полуян // Вісник ЧДТУ. Серія ТН. – Чернігів, 2013. – № 65 (2).
10. Режим доступу : <http://help.solidworks.com>.
11. Пилипенко О. І. Пружна монолітна ланка ланцюга : пат. України 23341А / О. І. Пилипенко, І. Ф. Козар, А. П. Степенко. – Опубл. 31.08.98, Бюл. № 4.