

УДК 621.855.001.24

О.І. Пилипенко, А.В. Полуян
ПОБУДОВА МОДЕЛЕЙ І ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ КІНЕМАТИКИ ЛАНЦЮГОВИХ ПЕРЕДАЧ В МЕТАЛЕВОМУ ТА ПОЛІМЕРНОМУ ВИКОНАННІ

Представлений комплексний підхід до побудови 3D моделей ланцюгової передачі та порівняльний 4D аналіз кінематики ланцюгових передач в металевому та полімерному виконанні. Чітко зафіксована кривими графіків періодичність їх зміни при усталеному русі ланцюгової передачі. Виявлено зменшення амплітуд поперечних, поздовжніх та крутильних коливань у вітках ланцюгового контуру при заміні металевих деталей ланцюгової передачі полімерними.

Ключові слова: ланцюгова передача, ролик ланцюга, програмний комплекс, аналіз, кінематика
 Форм. 1. Табл. 0. Рис. 6. Літ. 10.

А.И. Пилипенко, А.В. Полуян
ПОСТРОЕНИЕ МОДЕЛЕЙ И СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ КИНЕМАТИКИ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ В МЕТАЛЛИЧЕСКОМ И ПОЛИМЕРНОМ ИСПОЛНЕНИИ

Представлен комплексный подход к построению 3D моделей цепной передачи и сравнительный 4D анализ кинематики цепных передач в металлическом и полимерном исполнении. Чётко зафиксирована кривыми графиков периодичность их изменения при установившемся движении цепной передачи. Выявлено уменьшение амплитуд поперечных, продольных и крутильных колебаний в ветвях цепного контура при замене металлических деталей цепной передачи полимерными.

Ключевые слова: цепная передача, ролик цепи, программный комплекс, анализ, кинематика

O. Pylypenko, A. Poluyan
BUILDING OF MODELS AND COMPARATIVE ANALYSIS OF KINEMATICS CHAIN TRANSMISSION IN METAL AND POLYMER EXECUTION

Comprehensive approach to constructing 3D models of chain transmission and comparative analysis of 4D kinematics chain transmission in metal and polymer execution are presented. Distinctly fixed curves graphs periodicity the changes them for steady motion chain transmission. Detected decreasing the amplitude of transverse, longitudinal and torsional vibrations in the twigs of the chain contour replacing metal chain transmission on polymer.

Keywords: chain drive, roller chain, software complex, analysis, kinematics

Постановка проблеми. Якісне машинобудування є матеріальною основою технічного переозброєння всієї економіки, в чому Україна відчуває сьогодні велику потребу. Значна кількість машин, верстатів і їх комплексів потребують на сьогоднішній день модернізації їх механічних передач, зокрема ланцюгових, та зменшення енерговитрат для передачі обертового руху.

Ланцюгова передача – досить складна система, що містить велику кількість взаємодіючих елементів, має багато можливих реалізацій в процесі свого функціонування.

Основними недоліками ланцюгової передачі є нерівномірність руху ланцюга і пов'язані з цим динамічні явища, що спричинені самою конструкцією ланцюгової передачі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В наш час існує велика кількість програмних комплексів САПР, за допомогою яких можна вирішувати основні питання проектування, аналізу руху та анімації механічних передач [1, 2, 3]. Використання САПР в експериментальній науково-дослідній сфері набуває великих масштабів по причині можливості проведення експерименту, в якому враховуються і відтворюються реальні умови роботи машини.

Питання кінематики ланцюгової передачі розглядалися у роботах [4, 5], в яких дослідження проводилися без врахування наявності веденої вітки ланцюгового контуру. В [6] було викладено подальший розвиток теорії та систематизовані наукові основи синтезу ланцюгових передач, які розглядалися як коливальна система. Робота ланцюгової передачі у вище наведених джерелах описана диференціальними рівняннями крутильних коливань, при розв'язанні яких чисельним методом на ЕОМ отримують власні частоти та форми коливань ланцюгової передачі з практично будь-якою кількістю мас.

Математичний аналіз кінематичних параметрів ланцюгової передачі з врахуванням веденої вітки ланцюгового контуру, що відповідають реальній ланцюговій передачі, розглядалося в [7] за допомогою Mathcad – системи комп'ютерної алгебри з класу систем автоматизованого проектування, яка зорієнтована на підготовку інтерактивних документів з розрахунками і візуальним супроводом.

Більш точний та досконалий математичний апарат розв'язання диференціальних рівнянь використовується програмним комплексом SolidWorks, оскільки він не тільки враховує

демпфірування деталей, маси віток ланцюгового контуру, їх інерційність з більш повною картиною впливу різних параметрів, але і дозволяє побачити 4D поведінку ланцюгової передачі під час її.

Проектний та порівняльний аналіз ланцюгових передач в металевому та полімерному виконанні за допомогою програмного комплексу SolidWorks, наскільки нам відомо, раніше не проводився.

Невирішені частини проблеми. Дослідження, які викладені в [6, 7], не дають повної картини поведінки шарніра ланцюга в передачі при збуреннях, викликаних полігональним ефектом зірочок, і не відображають поведінки деталей, що складають ланцюговий контур, під час аналізу руху ланцюгової передачі.

Мета дослідження. Проаналізувати 3D проектну побудову ланцюгової передачі та порівняти вплив заміни металевих деталей ланцюгової передачі полімерними на зменшення амплітуд поперечних, поздовжніх та крутильних коливань.

Основні результати дослідження.

1. *Аналіз проектної побудови 3D моделі ланцюгової передачі.* Під час 3D проектування використовуємо параметри і якісні характеристики зірочок ланцюгової передачі по ГОСТ 591-69 (ISO 606-94), а ланцюга – по ГОСТ 13568-97 (ISO 606-94).

Для створення стандартних 3D моделей зірочок ланцюгової передачі використовуємо модуль "КОМПАС – SHAFT 3D" програмного продукту АСКОН "КОМПАС-3D" V13, який дає більші можливості конструктору по вибору параметрів для розрахунку та відображає результати для проектування ланцюгової передачі (рис. 1), в порівнянні з можливостями побудови стандартної 3D моделі зірочок ланцюгової передачі за допомогою бібліотеки проектування Toolbox програмного комплексу "SolidWorks 2013". Більш детально розглянуті переваги побудов 3D моделей зірочок ланцюгових передач у [8].

Результаты расчета

Две страницы

Таблица 1. Расчет цепной передачи с роликовой или втулочной цепью

Наименование параметра	Ведущая звездочка	Ведомая звездочка
Исходные данные		
Число зубьев	15	25
Обозначение цепи	ПР-19,05-3180	
Шаг цепи, мм	19,05	
Предварительное межцентровое расстояние, мм	265	
Передаточное отношение	1,06667	
Диаметр ролика(втулки) цепи, мм	11,91	
Наибольшая ширина пластины цепи, мм	18,2	
Расстояние между внутренними пластинами, мм	12,7	
Межцентровое расстояние передачи, мм	264,96348	+0,17 -0,26
Число звеньев цепи	48	
Определяемые параметры для построения профиля зубьев звездочек		
Диаметр делительной окружности, мм	91,62544	151,9948
Диаметр окружности выступов, мм	99,7578	160,93088
Диаметр окружности впадин, мм	79,55589	139,92525
Наибольшая хорда, мм	78,99069	139,59109
Радиус впадин, мм	6,03478	
Радиус сопряжения, мм	15,56278	
Радиус головки зуба, мм	8,07857	7,9089
Половина угла впадины	51°00'00"	52°36'00"
Угол сопряжения	14°15'60"	15°45'36"
Половина угла зуба	12°44'00"	14°26'24"
Прямой участок профиля, мм	0,90712	1,09485
Расстояние от центра дуги впадины до центра дуги выступа зуба, мм	14,7684	
Смещение центров дуг впадин, мм	0,5715	
Координаты точки O1, мм	X: 7,40465	7,56918
	Y: 5,99616	5,78708
Координаты точки O2, мм	X: 14,44568	14,65195
	Y: 3,07052	1,85097

Продолжение табл. 1.

Наименование параметра	Ведущая звездочка	Ведомая звездочка
Параметры для построения венца звездочек в поперечном сечении		
Радиус закругления зуба, мм	20,2	
Расстояние от вершины зуба до линии центра дуг закруглений, мм	9,528	
Диаметр обода (наибольший), мм	66	127
Радиус закруглений обода, мм	1,6	
Ширина зуба звездочки, мм	11,661	

Стр. 1/2

Номер таблицы 1

Закреть

Рис. 1. Результаты розрахунку ланцюгової передачі модулем "КОМПАС – SHAFT 3D" програмного продукту АСКОН "КОМПАС-3D" V13

Для побудови 3D моделей деталей ланцюгового контуру доречно використати програмний комплекс "SolidWorks 2013", оскільки подальша 3D побудова та порівняльний 4D аналіз руху

ланцюгових передач в металевому та полімерному виконанні буде здійснюватися саме в даному комплексі з причини неможливості проведення подібного аналізу за допомогою програмного продукту АСКОН "КОМПАС-3D" V13.

Побудуємо 3D моделі ланцюгової передачі в металевому (рис. 2, а) та полімерному виконанні (рис. 2, б) за такими параметрами (рис. 1): 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; попередня міжосьова відстань 265 мм; кут нахилу лінії центрів "0".

Як видно з рисунка 1, програмним модулем "КОМПАС – SHAFT 3D" була запропонована поправка на міжосьову відстань, яка знаходиться в межах 264,70348 – 265,13348 мм.

Для побудови ланцюгової передачі в полімерному виконанні використаємо пружну монолітну ланку ланцюга, на яку було отримано патент на винахід [9]. Матеріал зірочок та ланок ланцюга – поліамід ПА6-210КС.

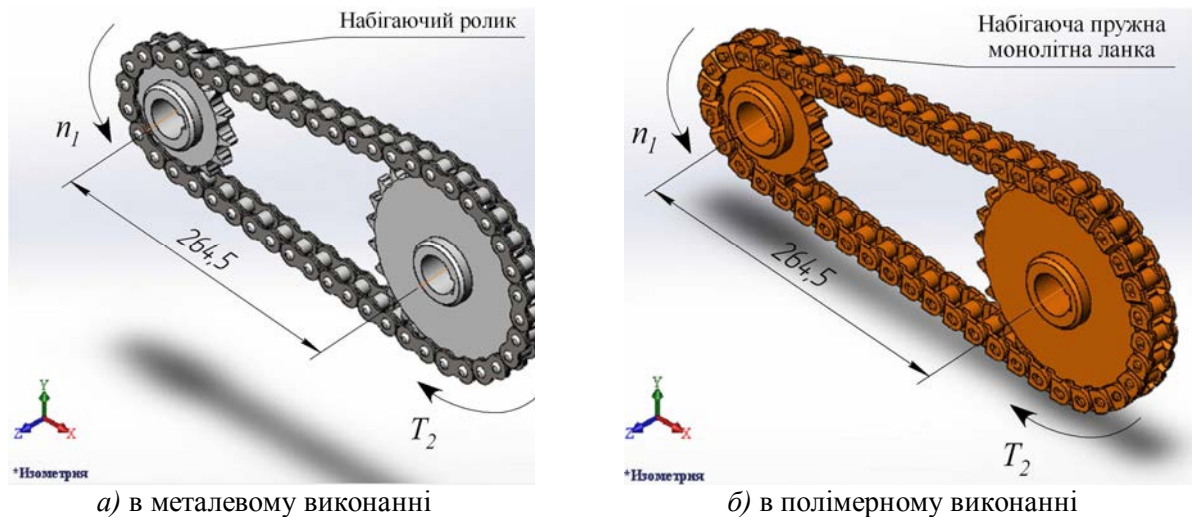


Рис. 2. 3D моделі ланцюгових передач

Як видно з рисунка 2, міжосьова відстань не попадає в запропоновані межі програмним модулем "КОМПАС – SHAFT 3D" і складає 264,5 мм. Це свідчить про неточність аналітичних розрахунків даного програмного продукту. Більш точно можна стверджувати та робити висновки по відповідних проектних параметрах ланцюгової передачі, побудувавши її 3D модель.

2. Порівняльний аналіз руху 3D моделей ланцюгових передач в металевому та полімерному виконанні. Основне рівняння процедури аналізу продуктом "SolidWorks" рівнянь руху лінійної системи з n ступенями вільності, які змінюються з часом (процедура аналізу рівнянь руху була більш детально розглянута раніше в [10]):

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [C]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{f(t)\}, \quad (1)$$

де $[M] = n \times n$ – симетрична матриця інерції;

$[C] = n \times n$ – симетрична матриця демпфірування;

$[K] = n \times n$ – симетрична матриця жорсткості;

$\{f(t)\} = n$ – розмірний вектор сили;

$\{u\}$, $\{\dot{u}\}$, $\{\ddot{u}\}$ – n -розмірні вектори переміщення, швидкості і прискорення відповідно.

Рівняння (1) є системою n звичайних сумісних диференціальних рівнянь з постійними коефіцієнтами. Рівняння руху пов'язані через параметри мас, жорсткостей і демпфірування. Зв'язок залежить від системи координат, яка використовується для опису рівнянь руху.

Задамо однакові параметри, по яких буде розраховуватися комплексний 4D аналіз руху ланцюгових передач (рис. 2, на жаль він не відображає реальну картину руху ролика ланцюгового контуру):

- напрямок обертання ведучої зірочки – проти годинникової стрілки зі швидкістю ($n_1 = 300 \text{ хв}^{-1}$);

- момент опору веденої зірочки ($T_2 = 32 \text{ Н}\cdot\text{м}$);

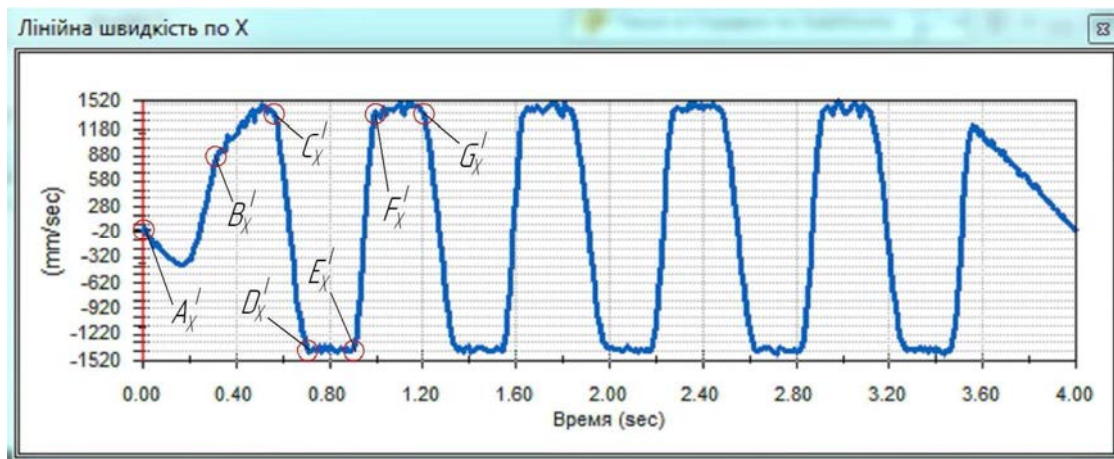
- проміжок часу, на протязі якого відбуватиметься розрахунок – від 0 до 4 секунд, що відповідає більш, ніж двом періодам обертання ланцюгового контуру;

- силу земного тяжіння ($g = 9,80665 \text{ м/с}^2$) направимо в напрямку, протилежному осі Y . Запустимо розрахунок та охарактеризуємо час аналізу руху 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 – усталений режим роботи ланцюгових передач;
- від 3,5 до 4 секунд ведуча зірочка поступово зменшує свої оберти ($300 - 0 \text{ хв}^{-1}$).

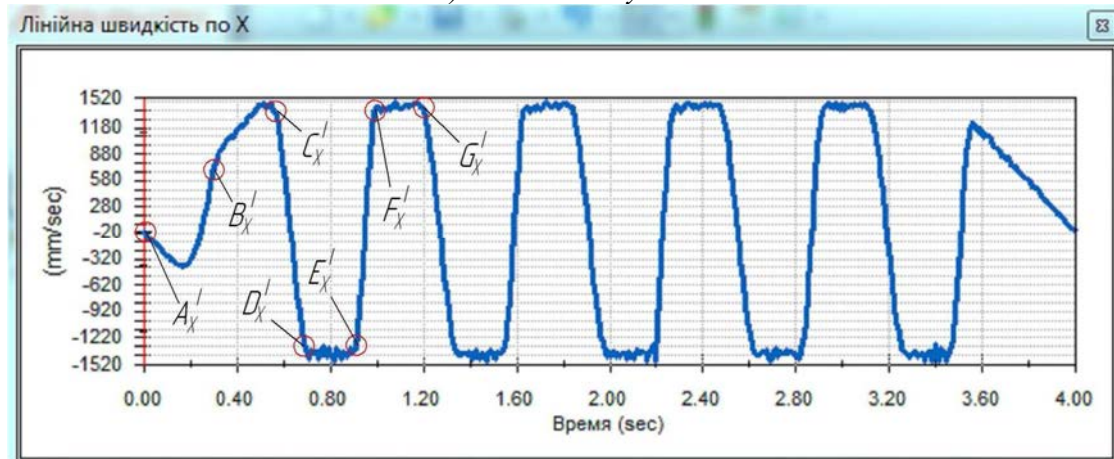
Зауважимо, що програмний комплекс SolidWorks дає можливість визначити положення відносно глобальної системи координат будь-якої деталі в ланцюговому контурі на відповідному проміжку часу.

Після закінчення розрахунку для побудови порівняльних характеристик виберемо набігаючий ролик ланцюга на ведучу зірочку у металевому виконанні і набігаючі пружну монолітну ланку ланцюга в полімерному виконанні. Зауважимо, що суттєвої різниці при виборі деталі для дослідження руху ланцюгового контуру (ланка ланцюга, шарнір або ролик) немає. Вибір ролика у металевому виконанні ланцюга спричинений тією обставиною, що він під час руху і зачеплення з зубом зірочки повертається.

Більш детальний аналіз зміни кривих на графіках лінійних та кутових переміщень, швидкостей і прискорень ролика 3D моделі ланцюгової передачі в металевому виконанні по координатних осях розглядався в [10]. Виходячи з висновків [10], розглянемо та, проаналізувавши, порівняємо лише ті графіки, які в повній мірі характеризують зменшення амплітуд поперечних, поздовжніх та крутильних коливань ролика ланцюга (рис. 3 – 6).

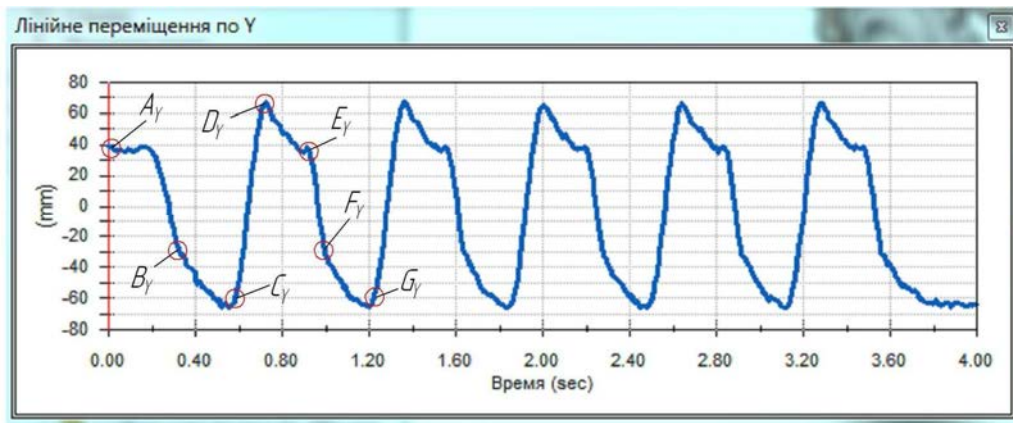


а) в металевому виконанні

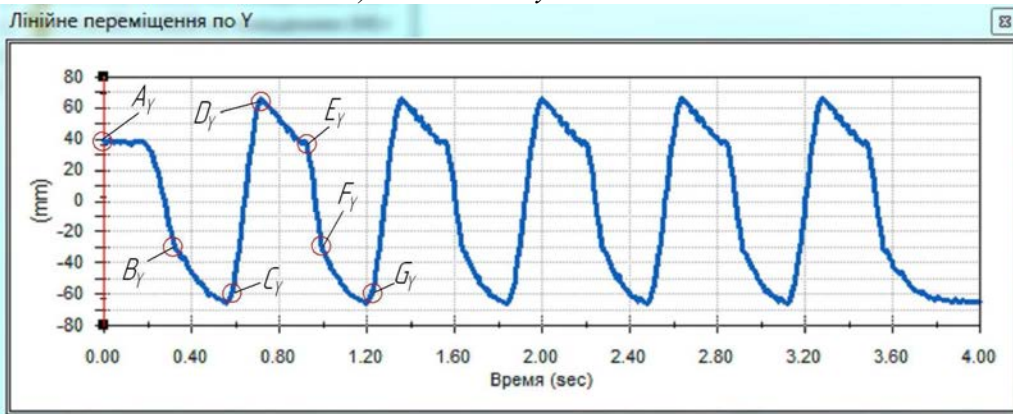


б) в полімерному виконанні

Рис. 3. Лінійні швидкості ролика ланцюга по осі X

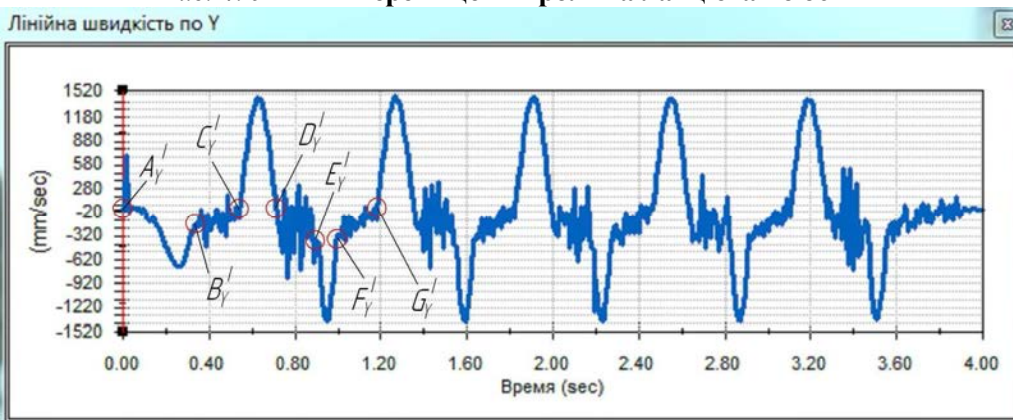


а) в металевому виконанні

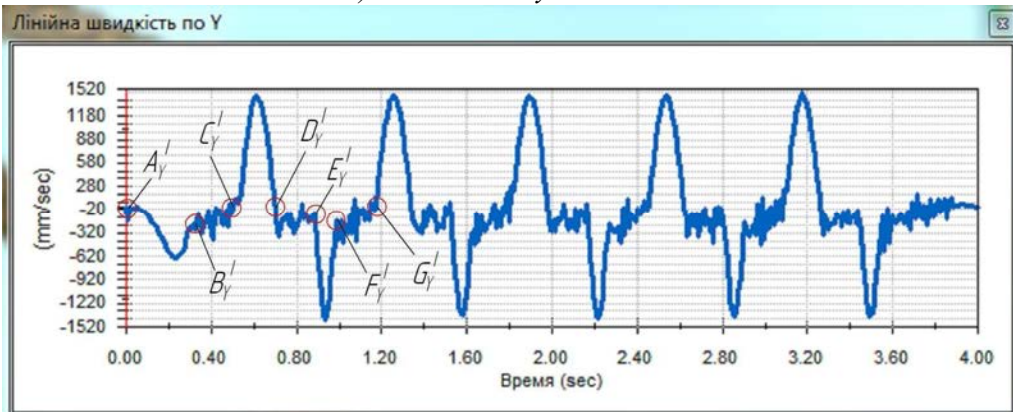


б) в полімерному виконанні

Рис. 4. Лінійні переміщення ролика ланцюга по осі Y

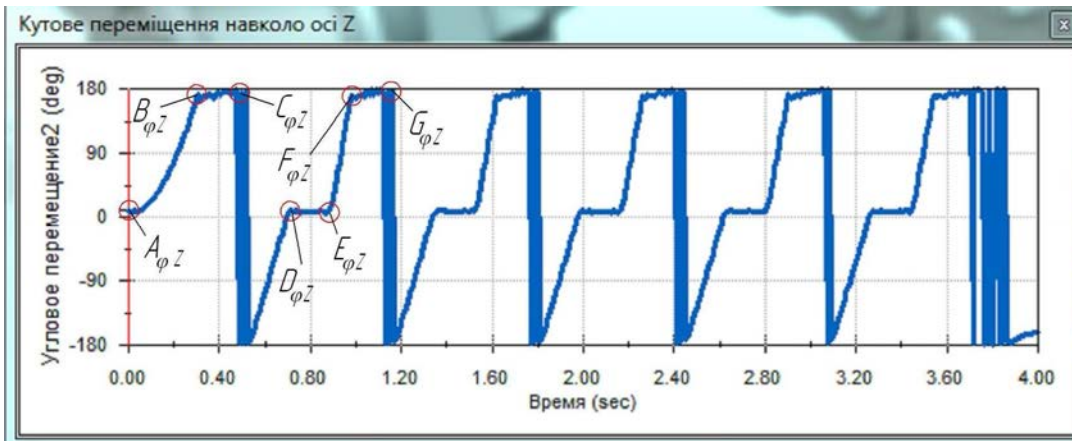


а) в металевому виконанні

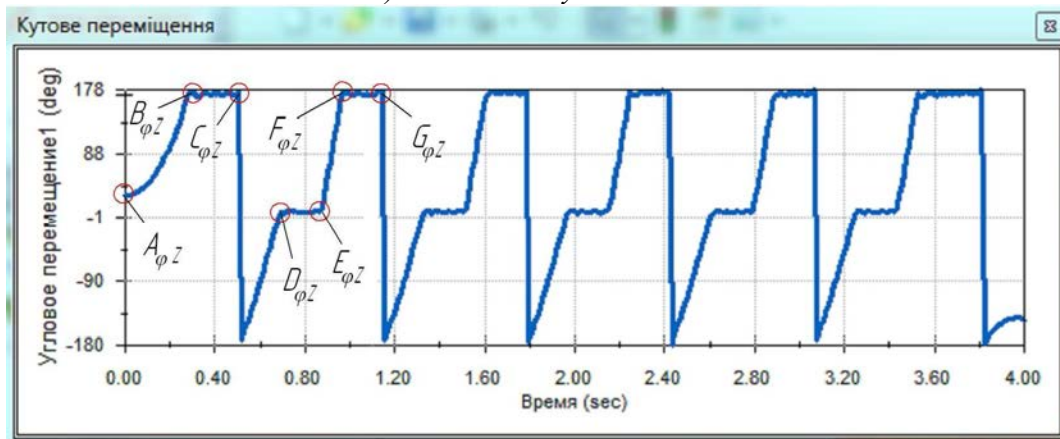


б) в полімерному виконанні

Рис. 5. Лінійні швидкості ролика ланцюга по осі Y



а) в металевому виконанні



б) в полімерному виконанні

Рис. 6. Кутові переміщення ролика ланцюга навколо осі Z

На графіках (рис. 3 – 6) позначені точки, які ділять криву кожного з графіків на відрізки, що характеризують розташування ролика ланцюга в певний момент часу.

В точках $A'_x, E'_x, A_y, E_y, A'_y, E'_y, A\phi_z, E\phi_z$ ролик входить в зачеплення з ведучою зірочкою, а на відрізках $A'_xB'_x, E'_xF'_x, A_yB_y, E_yF_y, A'_yB'_y, E'_yF'_y, A\phi_zB\phi_z, E\phi_zF\phi_z$ він контактує з нею, і в точках $B'_x, F'_x, B_y, F_y, B'_y, F'_y, B\phi_z, F\phi_z$ виходить з контакту.

На відрізках $B'_xC'_x, F'_xG'_x, B_yC_y, F_yG_y, B'_yC'_y, F'_yG'_y, B\phi_zC\phi_z, F\phi_zG\phi_z$ ролик ланцюга переміщується по веденій вітці ланцюга, а в точках $C'_x, G'_x, C_y, G_y, C'_y, G'_y, C\phi_z, G\phi_z$ з веденої вітки ланцюгового контуру входить в зачеплення з веденою зірочкою.

На відрізках $C'_xD'_x, C_yD_y, C'_yD'_y, C\phi_zD\phi_z$ ролик ланцюга контактує з веденою зірочкою, а в точках $D'_x, D_y, D'_y, D\phi_z$ він виходить з контакту з веденою зірочкою.

На відрізках $D'_xE'_x, D_yE_y, D'_yE'_y, D\phi_zE\phi_z$ ролик ланцюга переміщується по ведучій вітці ланцюга.

Аналізуючи криві графіків (рис. 3 – 6) руху ролика ланцюга, бачимо, що прослідковується їх періодичність при усталеному русі ланцюгової передачі.

Порівнюючи графіки лінійної швидкості ролика по осі X видно, що, проходячи по вітках (відрізки $D'_xE'_x$ та $F'_xG'_x$) ланцюгового контуру, ролик ланцюга здійснює менші поздовжні коливання в полімерному виконанні, ніж в металевому (рис. 3). Зменшення поперечних коливань ролика в полімерному виконанні ланцюгової передачі спостерігається і на графіках (рис. 4) лінійного переміщення по осі Y (відрізки D_yE_y та F_yG_y).

З графіків лінійної швидкості ролика по осі Y прослідковується чітко виражена періодичність коливань ролика ланцюга. Верхні піки кривих графіків (рис. 5) відповідають розташуванню ролика ланцюга на ведучій зірочці, аналогічно нижні піки – на веденій зірочці. Амплітуди лінійних коливань ролика у вітках менші в полімерному виконанні ланцюгової передачі, ніж в металевому.

Порівнюючи криві графіків кутового переміщення ролика навколо осі Z (рис. 6), спостерігається та сама тенденція по зменшенню його коливань в полімерному виконанні ланцюгової передачі при проходженні ролика по вітках ланцюгового контуру (відрізки $D\phi_zE\phi_z$,

$F_{\varphi z}G_{\varphi z}$). Спостерігається різка зміна кута набігання ролика на ведену зірочку (рис. 6 (а) – товсті вертикальні лінії), що свідчить про обертання його навколо власної осі, а на рисунку 6 (б) цього явища не виникає, оскільки ланцюговий контур складається з пружних монолітних ланок.

Проаналізувавши графіки (рис. 3 – 6) комплексно, можна стверджувати, що в різні періоди часу руху ролик ланцюга поводить себе неоднаково. Коли в механічній системі наступає режим усталеного руху, то починає прослідковуватися характер поведінки ролика ланцюга з часом. Він рухається періодично, виникають певні коливання ролика при знаходженні його у ведучій та веденій вітках ланцюга. При заміні металевих деталей ланцюгової передачі на деталі з поліаміду ПА6-210КС спостерігається зменшення амплітуд поперечних, поздовжніх та крутильних коливань при проходженні ролика по вітках ланцюгового контуру.

Висновки. В результаті побудови 3D моделей ланцюгових передач в металевому та полімерному виконанні і 4D просторового аналізу кінематики їх руху за допомогою сучасних САПР виявлено, що на встановленому проміжку часу (від 0 до 4 секунд, що відповідає більш, ніж двом періодам обертання ланцюгового контуру) ролик та пружна монолітна ланка ланцюга поведуть себе неоднаково при проходженні їх по ланцюговому контуру. Графіки (рис. 3 – 6) чітко фіксують періодичну зміну кривих при усталеному русі ланцюгової передачі та зменшення амплітуд поперечних, поздовжніх та крутильних коливань у вітках ланцюгового контуру при заміні металевих деталей ланцюгової передачі на полімерні. В металевому виконанні ланцюгової передачі спостерігається різка зміна кута набігання ролика на ведену зірочку, що свідчить про обертання його навколо власної осі, а в полімерному виконанні цього явища не виникає, оскільки ланцюговий контур складається з пружних монолітних ланок.

В перше було застосовано програмний комплекс SolidWorks для дослідження кінематики руху ролика ланцюгового контуру відносно координатних осей. Перспективою подальшого розвитку у даному напрямку є дослідження динамічних явищ в ланцюговій передачі викликаних різними збуджуючи ми факторами, що неодмінно супроводжують роботу реальної передачі.

1. *Алямовский А.А.* COSMOSWorks. Основы расчёта конструкций на прочность в среде SolidWorks. – ДМК Пресс, 2010 – 789 с.
2. *Paul M. Kurowski.* Engineering. Analysis with COSMOSWorks Professional. – Schroff Development Corporation (SDC), 2005. – 248 p.
3. *Кудрявцев Е. М.* КОМПАС-3D V10. Максимально полное руководство. В 3-х томах.: ДМК Пресс, 2008. – 1184 с.
4. *Воробьев Н.В.* Цепные передачи. Машиностроение, М.: 1968, 252 с.
5. *Rachner H.-G.* Stahlgelenkketten und Kettentriebe, Berlin, 1962, 221 s.
6. *Пилипенко О.И.* Научные основы и синтез цепных передач. Дисс. докт. техн. наук., ХПГУ, Харьков, 1996, 467 с.
7. *Пилипенко О.И., Ильин Д.О.* Уточнені кінематичні дослідження ланцюгової передачі при збуреннях, викликаних полігональним ефектом. Вісник ЧДТУ №25, серія ТН. Чернігів. 2005. – С. 31-39.
8. *Пилипенко О.И., Полуян А.В.* Вирішення інженерних задач під час 3D проектування зірочок ланцюгових передач. Вісник ЧДТУ № 63(1), серія ТН. Чернігів. 2013.
9. *Пилипенко О.И., Козар І.Ф., Степенко А.П.* Пружна монолітна ланка ланцюга. Патент України 23341А. Бюл. №4, 31.08.98.
10. *Пилипенко О.И., Полуян А.В.* Комплексна оцінка аналізу динаміки руху ролика ланцюга за допомогою програмного продукту SolidWorks. Вісник ЧДТУ № 65(2), серія ТН. Чернігів. 2013.

Стаття надійшла до редакції 27.04.2013.