

## РОЗДІЛ I. МЕХАНІКА

УДК 621.855.001.24

**О.І. Пилипенко**, д-р техн. наук

**А.В. Полуян**, аспірант

Чернігівський державний технологічний університет, м. Чернігів, Україна

### КОМПЛЕКСНА АВТОМАТИЗАЦІЯ ПРОЕКТУВАННЯ ЛАНЦЮГОВИХ ПЕРЕДАЧ

*Представлений комплекс математичного забезпечення (методології, алгоритми і програми) для автоматизованого проектування ланцюгових передач з метою створення ланцюгових приводів високої динамічної якості. Подано опис застосовуваного математичного апарату. Представлені результати комп'ютерних експериментів для двох типів реальних ланцюгових передач, які працюють у складі технологічного комплексу бурякозбиральних машин. Показані переваги застосування деталей з полімерних композитів для отримання ланцюгових передач високої динамічної якості.*

**Ключові слова:** ланцюгові передачі, проектування, автоматизація.

*Представлен комплекс математического обеспечения (методологии, алгоритмы и программы) для автоматизированного проектирования цепных передач с целью создания цепных приводов высокого динамического качества. Дано описание применяемого математического аппарата. Представлены результаты компьютерных экспериментов для двух типов реальных цепных передач, работающих в составе технологического комплекса свеклоуборочных машин. Показаны преимущества применения деталей из полимерных композитов для получения цепных передач высокого динамического качества.*

**Ключевые слова:** цепные передачи, проектирование, автоматизация.

*The complex of the mathematical providing (methodologies, algorithms and programs) is presented for the automated projecting of chain transmissions with the purpose of creation of chain drives of high dynamic quality. Description of the applied mathematical apparatus is given. The results of computing experiments are presented on the PC for two types of the real chain transmissions, working in composition the technological complex of beet-lifting machines. Advantages of application of parts are shown from polymeric compos for the receipt of chain transmissions of high dynamic quality.*

**Key words:** chain transmissions, projecting, automation.

**Постановка проблеми.** Одним з основних завдань машинобудування є розроблення формалізованих методів синтезу ланцюгових передач, що дасть можливість підвищити якість проектування і продуктивність праці проектувальника і конструктора під час застосування цих методів у системі автоматизованого проектування. Автоматизація розрахунків за переглянутими критеріями з метою локалізації і придушення динамічних навантажень не тільки радикально знизить трудомісткість, але і дозволить проводити імітаційне моделювання роботи ланцюгових передач на стадії проектування з метою оптимізації як конструктивних, так і експлуатаційних параметрів, що багатократно знизить час розроблення, собівартість, підвищить динамічну якість ланцюгових передач. Для цього необхідно створити спеціалізовані пакети прикладних програм, що забезпечать ефективне застосування чисельних методів аналізу й оптимального синтезу ланцюгових передач.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** В основу розроблення автоматизації оптимального синтезу роликкових ланцюгових передач на ПК покладено результати і залежності, отримані в [1], побудовані за блоковим принципом модульного проектування у вигляді пакетів прикладних програм геометричного, силового й динамічного розрахунків, що склали комплексну методику автоматизованого оптимального проектування ланцюгових передач КМАОРСТ з практично будь-якою кількістю мас (від 2 до 24). Окремі удосконалені фрагменти комплексної методики опубліковані в [3; 4; 5; 6; 7], де здійснений перехід на більш сучасні мови програмування [3], показані приклади роботи програм [4; 5; 6] та введені програми оптимізації параметрів [7].

**Мета статті.** Представити комплекс програм математичного забезпечення автоматизованого проектування ланцюгових передач з метою створення ланцюгових приводів високої динамічної якості та показати приклади застосування розроблених програм.

### **Комплексна методика автоматизованого оптимального синтезу ланцюгових передач**

1. Програма оптимального структурного синтезу ланцюгових передач. Розрахунок геометричних параметрів ланцюгових передач базується на методі, викладеному в [2] і призначеному для проектування ланцюгових передач з єдиними параметрами, що забезпечують мінімальні динамічні навантаження, підвищену кінематичну точність і рівномірність руху. При цьому автоматично обмежується число міжосьових відстаней і довжин ланцюгового контуру за рахунок застосування оптимальних їх значень. Суть методу полягає в тому, що розрахунок і побудова елементів ланцюгової передачі відбуваються за оптимальною кінематичною схемою з обов'язковою умовою: центри елементів зачеплення ланцюга збігаються з центрами западин зубців кожної пари суміжних зірочок у точках дотику їх ділільних кіл з віссю ведучої вітки, а її довжина завжди кратна кроку ланцюга. Здійснений у програмі геометричний розрахунок і структурна оптимізація багатомасових ланцюгових передач позбавлені тих недоліків, які мали місце в [2] (наближені обчислення кінематичних поправок, які зводять нанівець правильний підхід), хоча в принципі засновані на тому ж критерії оптимальності, який відрізняється від відомих раніше, що відображає дійсне розташування ланок ланцюгового контуру по багатокутнику зірочок, а не по колу, як це прийнято в усіх відомих літературних джерелах (як вітчизняних, так і зарубіжних) з проектування ланцюгових передач.

Використання блоку GEOM [3] дозволяє розраховувати довжини віток, кути синфазності, сумарну довжину ланцюга. Отримані дані використовуються в подальшому як для перевірки розрахунків по програмі КАОРСД (обчислення термінів служби по втомній міцності пластин і роликів), так і для розрахунку динамічних характеристик ланцюгових передач по програмі DINAM. В автономному режимі блок використовується під час конструювання ланцюгових передач. Програмою передбачено розрахунок діаметрів зірочок, їх міжосьових відстаней, довжин сполучених віток ланцюга, кутів синфазності і перетину осей. Незалежно від зміни конфігурації багатокутника, утвореного лініями міжосьових відстаней і кутів перетину, центри елементів зачеплення ланцюга будуть завжди залишатися в точках дотику крокових ліній з ділільним колом зірочок. Це дає можливість конструктору вибрати оптимальну кінематичну схему, виходячи з основних параметрів передачі (міжосьових відстаней, довжин сполучених віток ланцюга з цілими числами ланок і кутів синфазності). Крім того, до блоку GEOM входить підпрограма оптимізації об'єму ланцюгової передачі OPTVOL, що дає можливість конструктору мінімізувати її габарити.

Автоматичний розрахунок ланцюгового контуру передачі від барабана до приводу шнекового транспортера навантажувача СПС-4,2 наведено на рисунку 1.

2. Програма силового розрахунку ланцюгової передачі. Блок процедури силового розрахунку ланцюгової передачі SILRAS розроблений як один з блоків, що входять у комплекс автоматизованого оптимального проектування ланцюгових передач КМАОРСТ, і містить підпрограму перевірконого розрахунку модульної (двомасової) передачі по втомній міцності пластин, роликів і зносостійкості шарнірів PROV-R. Передбачені автоматичний і діалоговий режими розрахунку. Для підбраного ланцюга проводиться перевірконий розрахунок на статичну міцність за максимальним значенням натягу ведучої вітки.

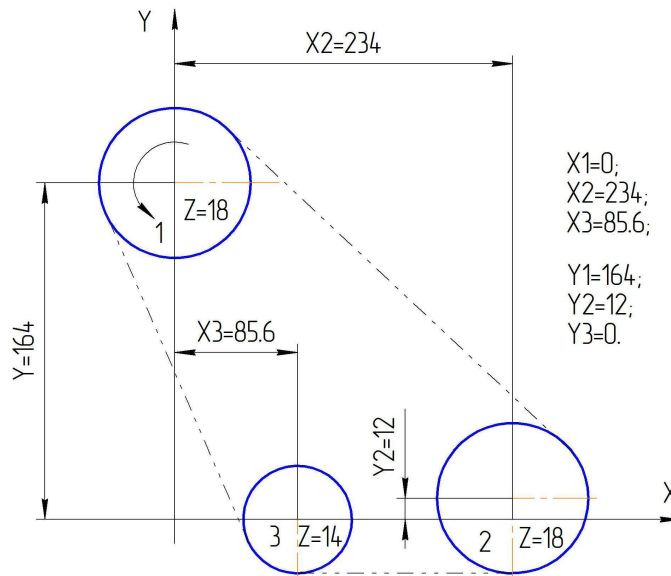


Рис. 1. Ланцюгова передача від барабана до привода шнекового транспортера навантажувача СПС-4,2

Підпрограма IZMUSL здійснює процедуру оперативної зміни конструктивних параметрів під час виконання програми і містить індикатор автоматичної зміни параметрів IND-AVT-IZM, за допомогою якого можна, наприклад, автоматично змінити тип ланцюга, але якщо він не підходить – автоматично збільшується його рядність. Якщо ж при максимальній рядності і це не приводить до успіху, слід переходити на ручну зміну параметрів. При цьому автоматична зміна параметрів задається рівною 1, а ручна – 0. Крім перерахованих, використовуються такі підпрограми: PR-SM – перевірка правильності вибору способу змащення; USKTIP – установка коду типу ланцюга: 1 – для ланцюгів типу ПВ; 2 – для ланцюгів типу ППЛ; 3 – для ланцюгів типу ПР, 4 – для ланцюгів типу ПРД; 5 – для ланцюгів типу ППІ; USKRYA – установка коефіцієнта рядності ланцюга: 1 – однорядний; 0,9 – дворядний; 0,85 – трирядний; 0,8 – чотирирядний. Якщо в автоматичному режимі досягається максимальна рядність, то здійснюється перехід до ручного режиму зміни параметрів. GOST – задавання масиву ланцюгів за ГОСТ 13568-75.

Для процедури введення і перевірки вихідних даних служить підпрограма VVODPR, що включає такі вихідні дані: 1. Кількість зірочок у ланцюговому контурі –  $N$ ; 2. Координати центрів розташування зірочок, (мм) –  $x_i, y_i, \dots, x_n, y_n$ ; 3. Частоти їх обертання, ( $\text{хв}^{-1}$ ) –  $n_i$ ; 4. Код розташування зірочок щодо ланцюгового контуру –  $p_i$ : 1 – якщо зірочка знаходиться всередині контуру; 0 – якщо вона – ззовні контуру; 5. ГОСТ профілю зубців –  $G$ , задається рівним 69, якщо зірочка виконана за ГОСТ 591-69 і 75, якщо вона виконана за ГОСТ 532-75; 6. Коефіцієнт експлуатації –  $K_j$ ; 7. Рядність ланцюга –  $m$ ; 8. Коефіцієнт способу змащення –  $K_C$ ; 9. Потужності на валах зірочок (кВт) –  $N_i$ ; 10. Термін служби (години) –  $C$ ; 11. Код типу ланцюга –  $K_u$ .

Під час роботи програми в діалоговому режимі зміна параметрів здійснюється конструктором у відповідь на запит "Введіть код зміни". Запит видається програмою при неможливості забезпечення заданих умов. При автоматичній зміні параметрів у зазначеній ситуації відбувається перехід до пошуку серед ланцюгів іншого типу, а після вичерпання всього масиву ланцюгів заданої рядності – підвищення рядності ланцюга.

Щодо силового розрахунку зірочок, то він реалізований за допомогою проблемно-орієнтованої обчислювальної системи "Темп" [1]. Для розрахунку впливу типу зірочок на динамічні характеристики ланцюгової передачі в програму КМАОРСТ вводяться їхні матеріали, приведені маси і жорсткості (табл. 1).

Таблиця 1

## Вихідні дані для розрахунку ланцюгової передачі навантажувача

Кількість гармонік	Крок ланцюга (мм)	Кутова швидкість обертання (рад/с)	Синфазність	Крок за часом (с)	Період зачеплення	Початковий зсув за часом (с)
10	25,400	481,300	0,5	0,000400	0,013000	0,0
Номер зірочок, матеріал	Жорсткість вітки (Н/мм)	Маса (кг)	Число зубців	Зсув по фазі (рад)		
1 (метал)	15405,7	50,0	18	0,00		
2 (метал)	28450,4	88,40	18	0,00		
3 (метал)	23271,2	1,21	14	0,00		
1 (полімер)	15405,7	50,0	18	0,00		
2 (полімер)	6578,9	88,40	18	0,00		
3 (полімер)	6253,9	0,80	14	0,00		

3. Програма динамічного розрахунку ланцюгової передачі. Для детального розрахунку динаміки ланцюгових передач розроблена автономна програма DINAF, в результаті застосування якої отримують такі динамічні характеристики: 1. Квадрат кругової частоти, кругову і циклічну частоти (в Гц) власних коливань і їх відносні амплітуди (табл. 2). Прирівнюючи ці частоти до частот обертання зірочок, можна завжди перевірити ланцюгову передачу на потрапляння у зону резонансних частот обертання. За відносними амплітудами будуються форми власних коливань [4]. 2. Лінійні амплітуди коливань (мм). 3. Динамічні навантаження у вітках ланцюгового контуру в Н. 4. Інерційні динамічні навантаження обертових мас в Н. 5. Динамічні нерівномірності обертання зірочок у відсотках.

Таблиця 2

## Результати розрахунку частот ланцюгової передачі навантажувача

Номер зірочок, матеріал	Квадрат колової частоти	Колова частота (кол/с)	Циклічна частота (Гц)
1 (метал)	0,09	0,31	0,05
2 (метал)	568925,25	932,16	148,36
3 (метал)	42531328,00	6521,60	1037,95
1 (полімер)	0,0	0,0	0,0
2 (полімер)	572232,44	756,40	120,39
3 (полімер)	63003232,00	7937,40	1263,29

Вихідними даними для розрахунку є (табл. 1): 1. Кількість зірочок –  $N$ . 2. Кількість гармонік  $k$ . 3. Крок, мм –  $T$ . 4. Частота збурення  $\omega_z, c^{-1}$  –  $OM$ . 5. Синфазність –  $J$ . 6. Крок за часом, с –  $TAK$ . 7. Період зачеплення, с –  $TAK$ . 8. Початковий зсув за часом, с –  $HTA$ . 9. Жорсткості віток, Н/мм –  $AL$ . 10. Приведені маси, кг –  $AM$ . 11. Число зубців зірочок –  $z$ . 12. Зсув по фазі, рад. –  $AKS$ . Для роздрукування вихідних даних служить підпрограма RASIDG.

Як впливає з динамічних характеристик [1], всі вони залежать від величини обертових мас і жорсткостей віток. Таким чином, шляхом застосування зірочок з полімерних композиційних матеріалів ми отримуємо засіб регулювання коливань у динамічній системі ланцюгової передачі за рахунок зміни її мас і жорсткостей.

Вплив мас на зміну динамічних характеристик, як правило, менш ефективний, тому що найчастіше у величину приведеної до осі вала маси входить, крім маси самої зірочки і мас віток, маса ротора електродвигуна або частина маси виконавчого органу машини. З точки зору жорсткості, введення в ланцюговій контур зірочок з полімерного

композиційного матеріалу рівносильно введенню в нього пружних елементів, тобто при заміні металевих зірочок полімерними, крім зміни мас, змінюються жорсткості віток за рахунок податливості зубців і полімерних зубчастих вінців у цілому. Як змінюються максимальні значення динамічних навантажень у вітках ланцюгового контуру, інерційних динамічних навантажень і динамічної нерівномірності обертання при введенні в ланцюговій контур натяжної зірочки з поліаміду ПА6-210КС покажемо на прикладі ланцюгової передачі навантажувача СПС-4,2 (рис. 2, 3, 4, табл. 3).

Цікаво відзначити, що коливання динамічних навантажень всіх трьох віток ланцюгового контуру відбувається в одній фазі (рис. 2). Криві другої і третьої віток майже збігаються, відображаючи той факт, що це фактично одна вітка, розділена натяжною зірочкою, яка обертається, не передаючи потужності. Крім того, видно різке зниження динамічних навантажень в усіх трьох вітках ланцюгового контуру після застосування натяжної зірочки зі склонаповненого поліаміду. Щодо інерційних навантажень приведених мас (рис. 3), то перша і друга маси коливаються в протифазі, зниження динамічних навантажень у них не таке велике, як у вітках ланцюгового контуру, а ось третя маса (власне натяжна зірочка) демонструє зменшення динамічних навантажень майже до нуля. Динамічні нерівномірності обертання зірочок теж знижуються (рис. 4), особливо це стосується саме натяжної зірочки зі склонаповненого поліаміду, яка встигає зробити два коливання замість одного у випадку застосування металеві натяжної зірочки.

У таблиці 3 представлено порівняння максимальних величин динамічних навантажень у вітках ланцюгового контуру, інерційних навантажень приведених мас і динамічної нерівномірності обертання зірочок.

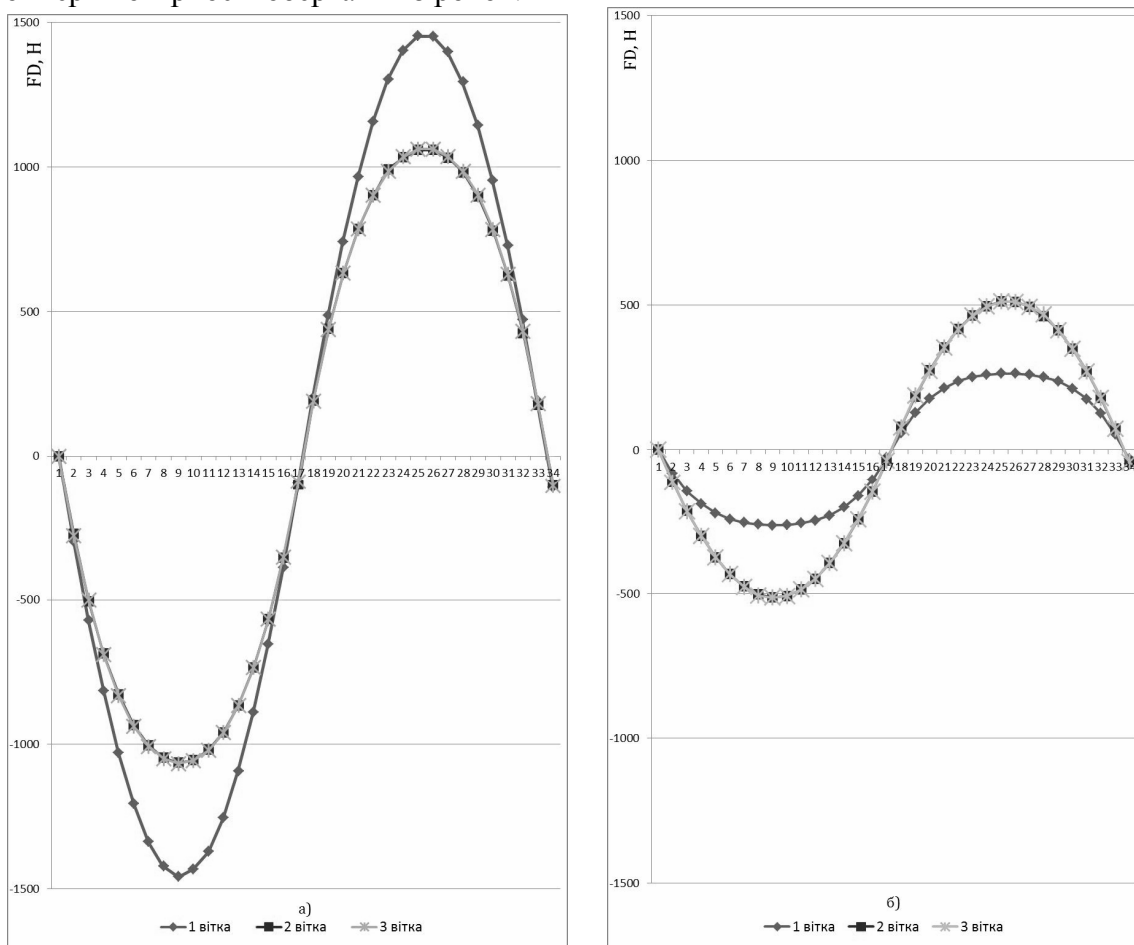


Рис. 2. Динамічні навантаження у вітках ланцюгового контуру, Н:  
 а) у металевому виконанні; б) у полімерному виконанні

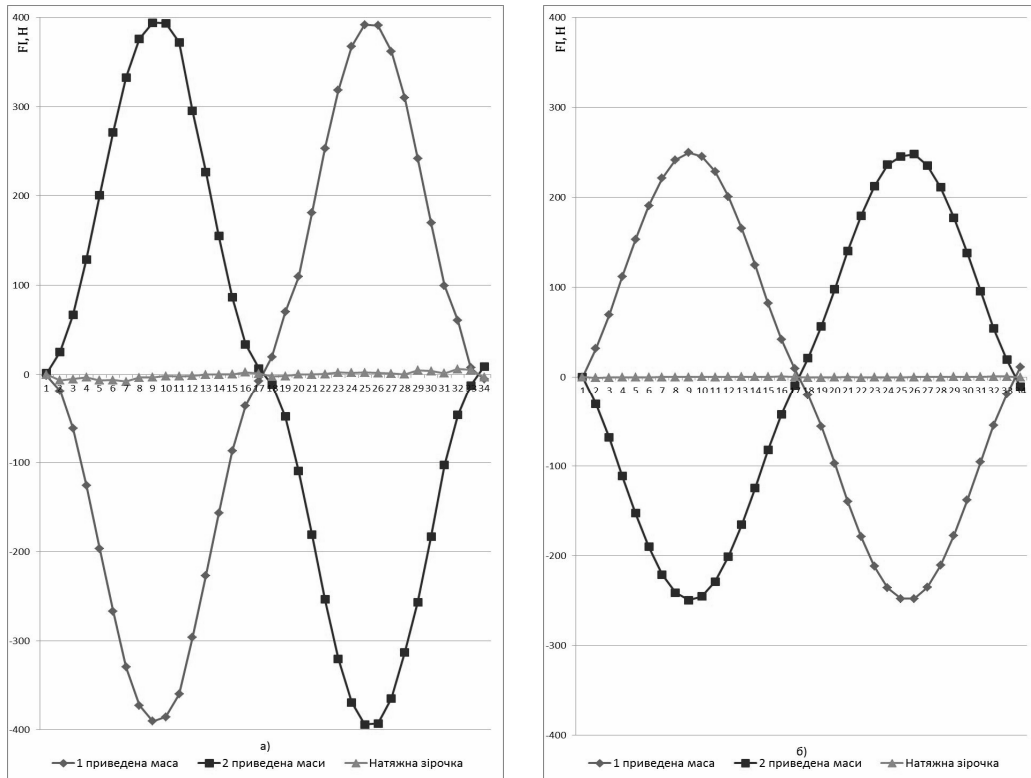


Рис. 3. Інерційні динамічні навантаження приведених мас, Н:  
а) у металевому виконанні; б) у полімерному виконанні

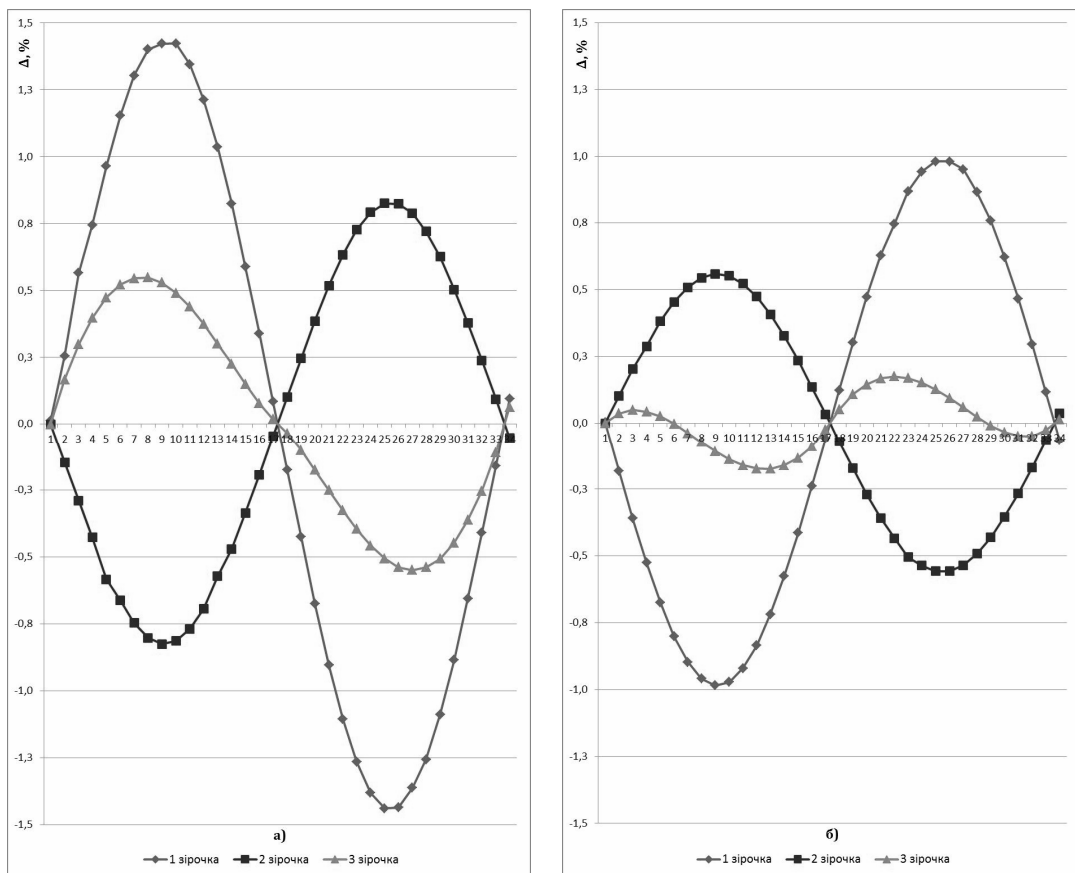


Рис. 4. Динамічні нерівномірності обертання зірочок, %:  
а) у металевому виконанні; б) у полімерному виконанні

Таблиця 3

*Динамічні характеристики ланцюгової передачі*

Характеристика	Номер вітки або зірочки	Ланцюговий контур на металевих зірочках	Натяжна зірочка з поліаміду ПА6-210 КС
Динамічні навантаження у вітках ланцюгового контуру, Н	1	1453,47	264,24
	2	1063,34	513,83
	3	1066,61	513,74
Інерційні динамічні навантаження обертових мас, Н	1	391,72	249,49
	2	393,98	249,59
	3	7,86	0,71
Динамічні нерівномірності обертання, %	1	1,44	0,98
	2	0,83	0,56
	3	0,55	0,17

Як видно з таблиці 3, у результаті застосування полімерної натяжної зірочки максимальні динамічні навантаження у 1-й (ведучій) вітці ланцюгового контуру знизилися у 5,5 рази, у 2-й (веденій) – у 2,06 рази, у 3-й – у 2,07 рази. Максимальні величини інерційних динамічних навантажень: 1-ої (ведучої) зірочки – в 1,57 рази, 2-ої (веденої) – в 1,58 рази, 3-ої (натяжної) – в 11 разів. Динамічна нерівномірність обертання: 1-ї (ведучої) приведеної маси – в 1,45 рази, 2-ї – в 1,48 рази, 3-ї – в 3,2 рази. Таким чином, натяжна зірочка ( $z_3=14$ ) грає роль динамічного гасителя коливань у ланцюговому контурі [5], про що свідчить зниження максимальних динамічних навантажень.

Застосуванням приводних зірочок з полімерних композиційних матеріалів можна домогтися ще більшого ефекту. Однак слід при цьому мати на увазі, що без попереднього динамічного розрахунку "сліпа" заміна всіх металевих зірочок на полімерні може призвести до такої неузгодженості коливальної системи, якою є ланцюгова передача, що замість покращення динамічної якості системи отримуємо зворотний результат. Зниження динамічних навантажень можна здійснити, варіюючи обертовими масами (наприклад, монтуючи на один з валів додаткову масу) або жорсткостями (збільшенням або зменшенням довжин віток ланцюгового контуру, застосуванням більш податливих або жорстких матеріалів для виготовлення зірочок). При цьому збільшення мас зменшує власну частоту системи, а збільшення жорсткостей її збільшує. Імітаційне моделювання роботи ланцюгової передачі на ПК показало, що найбільший вплив на частоту власних коливань здійснює зміна найбільш віддалених від ведучої мас і найближчих до неї жорсткостей.

4. Автоматизована побудова карт динамічної навантаженості та динамічного налагодження ланцюгових передач. Існуючі методи монтажу і налагодження ланцюгових передач, зокрема, визначення місця розташування натяжного елемента (зірочки або ролика) не забезпечують мінімізації динамічних навантажень, тому що налагодження передачі до цього часу відбувалося шляхом регулювання натягу віток ланцюгового контуру нерухомої передачі, тобто в статиці. В реальних же умовах динамічного навантаження, тобто під час руху натяги віток перерозподіляються, і тому стає актуальним завдання оптимізації розташування натяжного елемента з метою мінімізації амплітуд коливань і динамічних навантажень. Поставлене завдання вирішується за допомогою автономного блока побудови карт динамічної навантаженості і налагодження ланцюгової передачі SET [6], що працює в діалоговому режимі.

Вибираються і друкуються середні значення ліній рівнів відповідних динамічних характеристик і погрішність цих рівнів. Після цього будується карта динамічної навантаженості ланцюгової передачі [6].

У результаті отримуємо карти розподілення динамічних характеристик для кожної вітки або обертової маси у межах дільниці, що дає можливість конструктору бачити, як

змінюються динамічні характеристики під час варіювання місцем розташування натяжної зірочки, і вибрати таке її розташування, при якому всі динамічні характеристики або частина з них (що залежить від вибраного критерію оптимізації) мінімізуються. Використання програми SET дозволяє здійснити динамічне налагодження ланцюгової передачі та уникнути важко формалізуємої ув'язки різнорідних критеріїв її оптимізації (структура, матеріаломісткість, довговічність і рівень динамічної навантаженості).

5. Комплекс автоматизованого оптимального проектування ланцюгових передач. Оптимальний синтез роликів ланцюгових передач базується на програмі вибору їх основних конструктивних і функціональних параметрів КМАОРСТ з підпрограмами DINAM та ОРTPARAM, що до неї входять. Розрахунок приведених мас здійснюється без врахування мас зірочок, а маса зірочок розраховується в підпрограмі залежно від їх діаметрів і застосовуваних матеріалів. Маси віток ланцюгового контуру враховуються шляхом розподілу по 1/3 по приведених обертових масах відповідних зірочок. У підпрограмі передбачено використання трьох видів матеріалів зірочок: металу (сталь, чавун) – М, ненаповнених поліамідів (ПА-6, ПА-6,6) – П, і цих же поліамідів, наповнених скляними волокнами (ПА6-210 КС, ПА-6, 6 КС та ін.) – С. За необхідності введення іншого матеріалу (наприклад, поліамідів, наповнених вуглецевими або базальтовими волокнами, сополімеру формальдегіду з діоксоланом СФД та ін.) треба відкоригувати масиви жорсткостей і густин матеріалів (С-MAT і PLOTN) у програмі КМАОРСТ і ввести код матеріалу в підпрограму OPRIM.

За допомогою підпрограми MAXVS знаходяться максимальні значення лінійних амплітуд коливань ХХ, мм (тобто поздовжні видовження віток ланцюгового контуру), динамічних навантажень у вітках ланцюгового контуру FD, Н, інерційних навантажень приведених мас FI, Н і їх середньоквадратичні значення (рис. 5-7). Проводиться друк цих динамічних характеристик, позначення підібраного ланцюга (наприклад, ПР-25,4-6000), його довжина в мм і в кроках (число ланок у контурі), термін служби в годинах. Обчислюється і виводиться на друк інтегральний критерій динамічної якості ланцюгової передачі – коефіцієнт динамічності. Друкуються координати розташування зірочок у ланцюговому контурі відповідно до їх номерів за годинниковою стрілкою, починаючи з ведучої зірочки, їх діаметри, кількість зубців і положення відносно контуру (всередині – 1, ззовні – 0). Якщо коефіцієнт динамічності передачі значно перевищує одиницю, слід повторити процедуру.

Програма ОРTPARAM призначена для оптимізації ланцюгової передачі по параметричній функції, що містить максимальні довговічність, ККД і опір зношуванню [7].

Далі представлені рисунки 5-7: 1СПС, коли застосовуються всі металеві зірочки; 2СПС, де застосовуються ведуча і ведена зірочки з металу, а натяжна зірочка – зі склонаповненого поліаміду; 3СПС, коли застосовується натяжна зірочка з ненаповненого поліаміду ПА-6.

Як ілюстрації ефективності застосування розробленої методики наведено розрахунки ланцюгового привода шнекового транспортера навантажувача, оснащеного металевими зірочками (базовий варіант), натяжною зірочкою зі склонаповненого поліаміду ПА 66-КС (рис. 6, 2СПС матеріал позначений літерою "С") і натяжною зірочкою з ненаповненого поліаміду ПА-6 (рис. 7, 3СПС матеріал позначений буквою "П").

Якщо заданий ланцюг типу ПРЛ (код 2, рис. 5) з кроком 25,4 мм (як це має місце в базовому варіанті), ПК видає мінімальний діаметр ведучої зірочки в межах 153,24-160,25 мм, тобто більше ніж у базовому варіанті (там  $D_I = 146$  мм при  $z_I = 18$ ). Якщо за основу взяти базовий варіант, тобто зберегти кількість зубців ведучої зірочки, то ланцюг ПРЛ не проходить по геометричній характеристиці  $F_I$  (вона дорівнює  $80,46 \text{ мм}^2$ ) і втомній міцності роликів та пластин ланцюга (швидкість ланцюга  $V = 1,97$  м/с більше допус-



тимої, яка дорівнює 1,88 м/с). Тому встановлюється код типу ланцюга 3 (що відповідає ланцюгу типу ПР). Тоді геометрична характеристика  $F_I$  знижується до значення 67,02 мм<sup>2</sup>, і таким чином працездатність ланцюгової передачі протягом 2400 годин (заданий термін служби) забезпечується. ПК приступає до динамічного розрахунку і після нього видає тип і крок ланцюга, його довжину (округлену до цілого числа 1067 мм проти точного 1066,8 мм в автономній програмі GEOM), число ланок ланцюга (42), термін служби (2400 годин), максимальне середньоквадратичне значення динамічного навантаження (803,9 Н) і коефіцієнт динамічності передачі (1,31). Потім видається таблиця з остаточною значеннями координат центрів розташування зірочок, їх діаметрів, кількості зірочок і їх розташування в контурі (всередині контуру або ззовні).

При тих же вихідних даних, але з натяжною зірочкою зі склонаповненого поліаміду (рис. 6) коефіцієнт динамічності знижується до 1,28, а якщо застосувати поліамід ПА-6 з більш в'язкою характеристикою (рис. 7), то цей коефіцієнт знижується до 1,13. Як уже згадувалося, цей коефіцієнт служить критерієм динамічної якості ланцюгової передачі: чим він менший, тим вища якість спроектованої передачі.

Остаточно роздруковуються: позначення вибраного ланцюга, його довжина в мм і кроках (число ланок), термін служби, середньоквадратичне значення динамічного навантаження у вітках ланцюгового контуру і коефіцієнт динамічності передачі; далі роздруковуються номери зірочок та координати їх розташування, їхні діаметри, кількість зубців та положення в ланцюговому контурі.

Установлено ручное изменение параметров					
					1 СПС
Число звёздочек - 3					
Координаты их центров:					
1	0,000	164,000			
2	234,000	12,000			
3	85,600	0,000			
Частоты их вращения:					
1	255,470				
2	255,470				
3	328,460				
Массив их расположения					
1	1	1			
Профиль по ГОСТ 591-69					
Коефициент эксплуатации - 1,400					
Количество рядов цепи = 1					
Коефициент смазки - 1,800					
Мощность 7 6 0					
Срок службы = 2400					
Тип цепи 2					
F1 = 80,46					
Установлен код типа цепи 3					
Установлена рядность цепи 1					
F1 = 67,02					
Цепь найдена - ПР - 25,4-6000					
Введены приведенные массы: 5,000000E+01 8,800000E+01 1,209999E+01					
Введены материалы звёздочек: M M M					
	N	XX	FD	FI	
	1	0,06566	1037,41	949,20	
	2	0,04122	907,90	325,83	
	3	0,01835	195,90	316,27	
		0,04599	803,92	651,58	
Обозначение цепи	Длина цепи мм		Срок службы	Динамические нагрузки	Коефициент динамичности
ПР - 25,4-6000	1067	42	2400	803,92	1,31
Номер звёздочки	Координаты		Диаметр	Количество зубьев	Положение в контуре
	X	Y			
1	0	164	146	18	1
2	234	12	146	18	1
3	86	0	113	14	1

Рис. 5. Роздруковка результатів розрахунку ІСПС підпрограми MAXVS

Установлено ручное изменение параметров						2 СПС
Число звёздочек - 3						
Координаты их центров:						
1	0,000	164,000				
2	234,000	12,000				
3	85,600	0,000				
Частоты их вращения:						
1	255,470					
2	255,470					
3	328,460					
Массив их расположения						
1	1	1				
Профиль по ГОСТ 591-75						
Коэффициент эксплуатации - 1,400						
Количество рядов цепи = 1						
Коэффициент смазки - 1,800						
Мощность 7 6 0						
Срок службы = 2400						
Тип цепи 2						
F1 = 80,46						
Установлен код типа цепи 3						
Установлена рядность цепи 1						
F1 = 67,02						
Цепь найдена - ПР - 25,4-6000						
Введены приведенные массы: 5,000000E+01 8,800000E+01 2,000000E+01						
Введены материалы звёздочек: M M C						
N	XX	FD	FI			
1	0,06070	957,47	903,25			
2	0,03999	857,47	314,31			
3	0,01681	142,74	450,02			
	0,04307	746,63	610,24			
Обозначение цепи	Длина цепи мм	Срок службы звеньев	Динамические нагрузки	Коэффициент динамичности		
ПР - 25,4-6000	1067	42	2400	746,63	1,28	
Номер звёздочки	Координаты X Y		Диаметр	Количество зубьев	Положение в контуре	
1	0	164	146	18	1	
2	234	12	146	18	1	
3	86	0	113	14	1	

Рис. 6. Роздруківка результатів розрахунку 2СПС підпрограми MAXVS

Установлено ручное изменение параметров						3 СПС
Число звёздочек - 3						
Координаты их центров:						
1	0,000	164,000				
2	234,000	12,000				
3	85,600	0,000				
Частоты их вращения:						
1	255,470					
2	255,470					
3	328,460					
Массив их расположения						
1	1	1				
Профиль по ГОСТ 591-75						
Коэффициент эксплуатации - 1,400						
Количество рядов цепи = 1						
Коэффициент смазки - 1,800						
Мощность 7 6 0						
Срок службы = 2400						
Тип цепи 2						
F1 = 80,46						
Установлен код типа цепи 3						
Установлена рядность цепи 1						
F1 = 67,02						
Цепь найдена - ПР - 25,4-6000						
Введены приведенные массы: 5,000000E+01 8,800000E+01 2,000000E+01						
Введены материалы звёздочек: M M П						
N	XX	FD	FI			
1	0,01951	330,77	285,59			
2	0,01707	425,35	395,01			
3	0,01744	100,31	358,07			
	0,01832	316,43	349,19			
Обозначение цепи	Длина цепи мм	Срок службы звеньев	Динамические нагрузки	Коэффициент динамичности		
ПР - 25,4-6000	1067	42	2400	316,43	1,13	
Номер звёздочки	Координаты X Y		Диаметр	Количество зубьев	Положение в контуре	
1	0	164	146	18	1	
2	234	12	146	18	1	
3	86	0	113	14	1	

Рис. 7. Роздруківка результатів розрахунку 3СПС підпрограми MAXVS

**Висновки.** Комплекс автоматизованого оптимального проектування КМАОРСТ дозволяє конструктору, працюючи в діалоговому режимі з ПК, побудувати ланцюговий контур, що містить від 2 до 24 мас (зірочок), що задовольняє як технічним завданням, так і вимогам оптимального проектування: мінімальній вартості, матеріаломісткості, ваги і високої динамічної якості приводу. Програма дозволяє здійснити імітаційне моделювання роботи ланцюгових передач на ПК, що забезпечує швидкий і всебічний аналіз впливу різних параметрів: координат розташування центрів зірочок, частот їх обертання, умов експлуатації, типу і рядності ланцюга, способу змащування, потужності, що передається, терміну служби, величин приведених мас і застосовуваних матеріалів. Робота програми може бути задана в діалоговому й автоматичному режимі. При конструюванні ланцюгових передач в умовах жорстких обмежень найбільш доцільний діалоговий режим, тому що його використання дозволяє пов'язати більшість критеріїв, які складно формалізувати. Тривалість розрахунку залежить в основному від часу, витраченого конструктором на прийняття рішень, і займає, зазвичай, у середньому 7-10 хвилин. Застосування програми позбавляє конструктора від безлічі розрахунків, надаючи йому інформацію про наслідки можливих змін у конструкції передачі, дозволяє різко підняти продуктивність праці та якість одержуваних проектів.

#### 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. Готовцев А. А. Проектирование цепных передач / А. А. Готовцев, И. П. Котенок // Машиностроение. – М., 1982. – 336 с.
3. Пилипенко О. І. Автоматизований геометричний розрахунок ланцюгової передачі / О. І. Пилипенко, А. І. Роговенко // Вісник ЧДТУ. Серія “Технічні науки”. – 2001. – № 12. – С. 29-34.
4. Пилипенко О. І. Динаміка багатомасової ланцюгової передачі під час усталеного режиму її роботи / О. І. Пилипенко // Вісник ЧДТУ. Серія “Технічні науки”. – 2010. – № 42. – С. 35-44.
5. Пилипенко О. І. Порівняльна динаміка ланцюгової передачі, оснащеної металевою і полімерною натяжними зірочками / О. І. Пилипенко // Вісник ЧДТУ. Серія “Технічні науки”. – 2009. – № 40. – С. 56-62.
6. Пилипенко О. І. Динамічна настройка роликів ланцюгових передач / О. І. Пилипенко // Вісник ЧДТУ. Серія “Технічні науки”. – 2002. – № 15. – С. 35-38.
7. Оптимізація ланцюгової передачі по параметричній функції, що містить максимальні довговічність, ККД і опір спрацюванню / О. І. Пилипенко, О. О. Борщов, А. П. Степенко, І. Ф. Козар // Вісник ЧДТУ. Машинобудування. Електроніка. – 1997. – № 3. – С. 75-84.

УДК 539.3:534.1

**О.О. Горбатко**, канд. техн. наук

Чернігівський державний технологічний університет, м. Чернігів, Україна

### ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ БАГАТОШАРОВИХ В'ЯЗКОПРУЖНИХ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ КРИВОЛІНІЙНОЇ СТРУКТУРИ

*Досліджено вплив криволінійної структури на динамічні характеристики багатошарових композиційних матеріалів за допомогою енергетичного методу.*

**Ключові слова:** композиційні матеріали, криволінійні шари, декремент коливань.

*Исследовано влияние криволинейной структуры на динамические характеристики многослойных композиционных материалов с помощью энергетического метода.*

**Ключевые слова:** композиционные материалы, криволинейные слои, декремент колебаний.

*The influence of the curvilinear structure on dynamical characteristics of multilayer composite materials with help of the energy method is investigated.*

**Key words:** composite materials, curvilinear layers, decrement of fluctuations.

**Постановка проблеми.** Багатошарові композиційні матеріали набули широкого використання у промисловості, зокрема в авіації і космічній техніці. При проектуванні