

О.І. Пилипенко, А.В. Полюян

Чернігівський державний технологічний університет,  
кафедра основ конструювання машин

## СИСТЕМА АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ЛАНЦЮГОВИХ ПЕРЕДАЧ

© Пилипенко О.І., Полюян А.В., 2012

**Комплекс забезпечення автоматизованого проектування ланцюгових передач високої динамічної якості представлено на прикладі комп'ютерного моделювання роботи реальної ланцюгової передачі бурякозбирального комбайна.**

**The complex of the providing automated projecting of chain transmissions high dynamic quality is presented on example of computing modeling operation of the real chain transmission of beet harvesting combine.**

**Постановка проблеми.** Однією з основних задач машинобудування є розроблення формалізованих методів синтезу ланцюгових передач, що дасть можливість підвищити якість проектування і продуктивність праці проектувальника з використанням САПР. Автоматизація розрахунків, зокрема деталей з полімерних композитів, за переглянутими критеріями з метою локалізації і придушення динамічних навантажень не лише радикально знизить трудомісткість, але й дасть змогу проводити імітаційне моделювання роботи ланцюгових передач на стадії проектування з метою оптимізації як конструктивних, так і експлуатаційних параметрів. Це багатократно знизить час розроблення, собівартість, підвищить динамічну якість ланцюгових передач. Для цього необхідно створити спеціалізовані пакети прикладних програм (ППП) оптимального синтезу ланцюгових передач (ЛП).

**Аналіз останніх публікацій.** Порівняно недавно з'явилися програми автоматизованого розрахунку ланцюгових передач [1, 3]. Проте, на жаль, вони мають своєю теоретичною основою застарілі в своїй традиційності уявлення про міцність, що не залежить від реальних динамічних процесів, які відбуваються під час роботи ланцюгової передачі [2]. Тому здійснюються лише найнеобхідніші розрахунки, в результаті в конструкцію закладаються завищені запаси міцності, що збільшує матеріаломісткість, енергоспоживання і вартість виробів. З цієї причини вказані розрахунки хоча і автоматизовані, не сприяють якісному покращанню конструктивних і експлуатаційних характеристик ланцюгових передач під час їх проектування і експлуатації. Інший підхід полягає в створенні моделі динамічної системи ланцюгової передачі, описі цієї системи рівняннями руху, їх розв'язанні і його аналізі. Стратегічним обмеженням при цьому є мінімальна ресурсомісткість, за якої можна досягти функціональних можливостей. Математичні моделі проєктованих ланцюгових передач складаються з двох частин: структурно-параметричного описання шляхом набору проєктних параметрів [4] і моделі їх функціонування [5]. Ці моделі повинні бути зручними для цілей як структурної (дискретної), так і параметричної (безперервної) оптимізації. Потужним підходом до зменшення динамічних навантажень є застосування полімерних композитів для виготовлення деталей ланцюгових передач і новітні технології виробництва цих деталей [5–9].

**Мета статті.** Метою статті є презентація вирішення проблеми оптимізації ЛП на основі концепції САПР за критеріями віброактивності, віброзахисту, матеріаломісткості та енергоспоживання.

**Комплексна методика автоматизованого оптимального синтезу ланцюгових передач.** В основу розроблення автоматизованого оптимального синтезу роликів ланцюгових передач на ПК

покладено результати і залежності, найповніше подані в [7]. ППП геометричного, силового й динамічного розрахунків, що склали комплексну методику автоматизованого оптимального проектування ланцюгових передач КМАОРСТ з кількістю мас від 2 до 24, побудовано за модульним принципом.

**1. Програма оптимального структурного синтезу ланцюгових передач** ґрунтується на методі [4], призначеному для проектування ЛП з єдиними параметрами, що забезпечують мінімальні динамічні навантаження, підвищену кінематичну точність і рівномірність руху. Розрахунок і побудова елементів ЛП 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 їхніх ділительних кіл з віссю ведучої вітки, а її довжина завжди кратна кроку ланцюга. Геометричний розрахунок і структурна оптимізація багатомасових ЛП позбавлені тих недоліків, які описано в [2] (наближені обчислення кінематичних поправок, які зводять нанівещь правильний підхід), хоча в принципі засновані на тому самому критерії оптимальності, який відрізняється від відомих раніше, що відображає реальне розташування ланок ланцюгового контуру за багатокутником зірочок, а не за колом, як це прийнято в усіх відомих літературних джерелах (як вітчизняних, так і зарубіжних) з проектування ланцюгових передач.

Блок GEOM [4] дає змогу розраховувати довжини віток, кути синфазності, сумарну довжину ланцюга. Отримані дані використовуються як для перевірки розрахунків за програмою КАОРСТ (обчислення термінів служби за втомною міцністю пластин і роликів), так і для визначення динамічних характеристик ЛП у 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. Перевіряється розташування поточної, попередньої і наступної зірочок на можливість особливого розташування і обчислення кутів охоплення.

Конструктору надано можливість оптимізувати кінематичну схему за основними параметрами передачі (міжосьових відстаней, довжин сполучених віток ланцюга з цілими числами ланок і кутів синфазності). Крім того, до блоку GEOM входить підпрограма оптимізації об'єму ЛП OPTVOL, що дає можливість конструктору мінімізувати її габарити.

Схему ланцюгового контуру приводу поздовжнього транспортера бурякозбирального комбайна РКС-6 наведено на рис. 1.

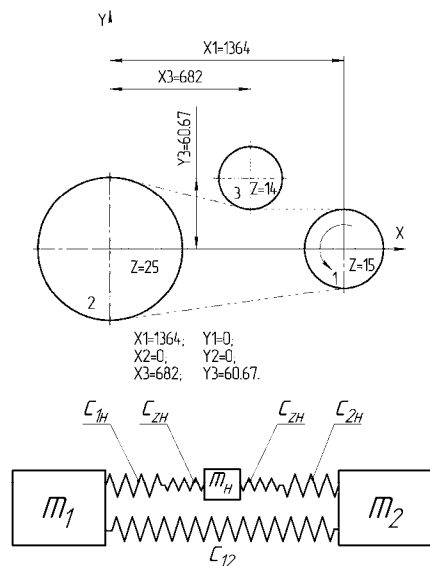


Рис. 1. Ланцюгова передача та її модель

Крім зазначених, 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 ПРИ); USKRYA – установка коефіцієнта рядності ланцюга (1 – однорядний; 0,9 – дворядний; 0,85 – трирядний; 0,8 – чотирирядний). GOST – задавання масиву ланцюгів за ГОСТ 13568-75.

## 2. Програма силового розрахунку ланцюгової передачі SILRAS

входить до комплексу КМАОРСТ і містить перевіркові розрахунки модульної (двома-сової) передачі за втомною міцністю пластин, роликів і зносостійкості шарнірів PROV-R.

Передбачено автоматичний і діалоговий режим розрахунку. Для підбраного ланцюга проводиться перевірочний розрахунок на статичну міцність за максимальним значенням натягу ведучої вітки.

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 або збільшити його рядність. При незадоволенні встановлених критеріїв слід переходити на ручну зміну параметрів.

Для процедури введення і перевірки вихідних даних слугує підпрограма VVODPR, що містить такі вихідні дані: 1. Кількість зірочок у ланцюговому контурі –  $N$ . 2. Координати центрів розташування зірочок, (мм) –  $x_1, y_1, \dots, x_n, y_n$ . 3. Частоти їх обертання, ( $\text{хв}^{-1}$ ) –  $n_i$ . 4. Код розташування зірочок щодо ланцюгового контуру –  $p_i$ . 5. ГОСТ профілю зубців –  $G$  має дорівнювати 69, якщо зірочку виконано за ГОСТ 591-69 і 75, якщо її виконано 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 –  $K_u$ .

**3. Програма динамічного розрахунку DINAF** застосовується для отримання динамічних характеристик: 1. Кругових і циклічних частот (в Гц) власних коливань і їх відносних амплітуд. 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. 2. Лінійних амплітуд коливань (мм), тобто відхилень кінцевих шарнірів. 3. Динамічних навантажень у вітках ланцюгового контуру в Н. 4. Інерційних динамічних навантажень приведених мас в Н. 5. Динамічних нерівномірностей обертання зірочок у відсотках.

При введенні в ланцюговій контур натяжної зірочки з поліаміду ПА6-210КС динамічні навантаження змінюються (рис. 2).

Максимальні значення інерційних навантажень у випадку застосування полімерної натяжної зірочки знизилися для першої і другої приведених мас майже удвічі (1,95), а натяжної зірочки – в 10,35 раза, тобто натяжна зірочка грає роль гасителя коливань у динамічній системі ланцюгової передачі.

Без попереднього динамічного розрахунку “сліпа” заміна всіх металевих зірочок на полімерні може призвести до неузгодженості коливальної системи і отримання зворотного результату.

Знизити динамічні навантаження можна, варіюючи обертові маси (наприклад, монтуючи на один з валів додаткову масу) або жорсткості (збільшенням або зменшенням довжин віток ланцюгового контуру, застосуванням більш податливих або жорстких матеріалів для виготовлення зірочок).

**4. Автоматизованою побудовою карт динамічної навантаженості та налагодження ланцюгових передач SET** [6] розв’язують задачу оптимізації розташування натяжного елемента. В результаті отримуємо карти розподілення динамічних характеристик для кожної вітки або приведеної маси за межами відповідних ділянок, що дає можливість конструктору бачити, як змінюються динамічні характеристики під час зміни місцезонашування натяжної зірочки, і вибрати таке її розташування, за якого всі динамічні характеристики або частина з них (що залежить від вибраного критерію оптимізації) мінімізуються.

**5. Комплекс оптимального проектування ланцюгових передач** ґрунтується на програмі вибору їх основних конструктивних і функціональних параметрів КМАОРСТ з підпрограмами DINAM та ОРTPARAM, що туди входять. Програма ОРTPARAM призначена для оптимізації ланцюгової передачі за параметричною функцією, що містить максимальні довговічність, ККД і опір зношуванню. Передбачено використання трьох видів матеріалів зірочок: металу (сталь, чавун) – М, ненаповнених поліамідів (ПА-6, ПА-6,6) – П, і тих самих 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

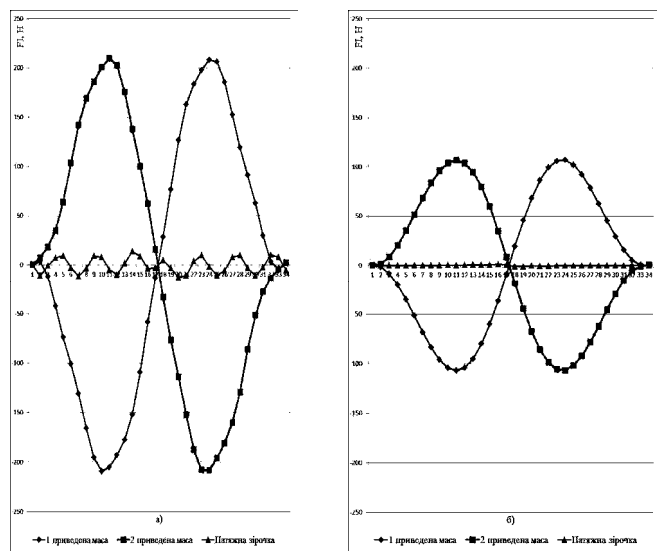


Рис. 2. Інерційні динамічні навантаження приведених мас, Н: а – з металевою натяжною зірочкою; б – з полімерною натяжною зірочкою

формальдегіду з діоксоланом СФД та ін.) треба відкоригувати масиви жорсткостей і густин матеріалів (С-MAT і PLOTN) в програмі КМАОРСТ і ввести код матеріалу до підпрограми OPRIM.

За допомогою підпрограми MAXVS знаходять максимальні значення лінійних амплітуд коливань (відхилень кінцевих шарнірів ланцюгового контуру) XX, мм, динамічних навантажень у вітках ланцюгового контуру FD, Н, інерційних навантажень приведених мас FI, Н та їхні середньоквадратичні значення. Відбувається друк цих динамічних характеристик, позначення підібраного ланцюга (наприклад, ПР-25,4-5000), 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.

Для ілюстрації ефективності застосування розробленої методики наведено розрахунок ланцюгового привода поздовжнього транспортера комбайна РКС-6 (рис.3), оснащеного приводними металевими зірочками (М) і натяжною зірочкою з ненаповненого поліаміду ПА-6 (у роздруківці матеріал позначений літерою “П”). У результаті застосування полімерних зірочок і підбору мас і жорсткостей коефіцієнт динамічності передачі знижено з 4, 55 (базовий варіант) до 1,05.

Установлено ручное изменение параметров					
Число звёздочек – 3					
Координаты их центров:					
1	1364,000		0,000		
2	0,000		0,000		
3	682,000		60,670		
Частоты их вращения:					
1	300,000				
2	180,000				
3	321,430				
Массив их расположения					
1	1		0		
Профиль по ГОСТ 591-75					
Коеффициент эксплуатации – 1,400					
Количество рядов цепи = 1					
Коеффициент смазки – 1,800					
Мощность 6 4 0					
Срок службы = 2400					
Тип цепи 2					
F1 = 81,30 Цепь найдена – ПР – 25,4-5000					
Введены приведённые массы: 1,725999E+01 2,843999E+01 2,000000E+01					
Введены материалы звёздочек: М М П					
	N	XX	FD	FI	
1	0,01867	114,79	20,17		
2	0,00987	112,29	114,75		
3	0,01366	8,71	117,24		
Ср.кв.	0,01452	92,85	95,43		
Обозначение цепи	Длина цепи мм	Длина цепи звеньев	Срок службы	Динамические нагрузки	Коеффициент динамичности
ПР – 25,4-5000	3404	134	2400	92,85	1,05
Номер звёздочки	Координаты X Y		Диаметр	Количество зубьев	Положение в контуре
1	1364	0	146	18	1
2	0	0	243	30	1
3	682	61	137	17	0

6 РКС

### Висновки. КМАОРСТ дає

змогу в діалоговому режимі побудувати ланцюговий контур, що містить від 2 до 24 приведених мас (зірочок), що задовольняє вимоги оптимального проектування: мінімальної вартості, матеріаломісткості, ваги і високої динамічної якості приводу.

Програма дає змогу 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.

Рис. 3. Приклад розрахунку

Застосування програми позбавляє конструктора від безлічі розрахунків, надаючи йому інформацію про наслідки можливих змін в конструкції передачі, дає змогу кардинально підвищити продуктивність праці і якість одержуваних проектів.

1. Сираиси А., Яги Я. *Машиностроительное проектирование с использованием ЭВМ в примерах и задачах.* – М.: Машиностроение, 1982. – 204 с. 2. Готовцев А.А., Котенок И.П. *Проектирование цепных передач: Спр. библ. констр.* – М.: Машиностроение, 1982. – 336 с. 3. *Расчёт деталей машин на ЭВМ / Под ред. Д.Н. Решетова и С.А. Шувалова.* – М.: Высшая школа, 1985. – 370 с. 4. Пилипенко О.І., Роговенко А.І. *Автоматизований геометричний розрахунок ланцюгової передачі // Вісник ЧДТУ.* – 2001. – №12. – С. 29–34. 5. Пилипенко О.І. *Динаміка та розрахунок ланцюгового привода з полімерних композитів // Машинознавство.* – 2004. – №2. – С. 19–24. 6. Пилипенко О.І., Ільїн Д.О. *Моделювання динаміки ланцюгового привода, оснащеного деталями з полімерних композитів // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні.* – 2006. – №40. – С. 183–189. 7. Pilipenko O. *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. Pilipenko O. *Complex approach to providing of chain drives quality. International virtual Journal for science, technics and innovations for the industry MTM (Machines, Technologies, Materials). Published by Scientific-technical Union of Mechanical Engineering. Year V, Issue 10/2011. ISSN 1313-0226, Sofia, Bulgaria. – P. 21–26.* 9. Пилипенко О.І. *Сучасні технології проектування, конструювання і виготовлення ланцюгових приводів з полімерних композитів // Мат-ли Міжнар. наук.-техн. конф. “Проблеми сучасних технологій виготовлення і надійності передач із гнучким зв’язком” Тернопіль, 2011. – С. 20–22.*

УДК 621.914

Є.М. Махоркін, \*В.О. Настасенко  
Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра технології машинобудування;  
\*Херсонська державна морська академія,  
кафедра суднових енергетичних установок

## НОВІ ЧЕРВ’ЯЧНІ ІНСТРУМЕНТИ ДЛЯ ОБРОБКИ ОСОБЛИВО ТОЧНИХ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС ТА ЇХ САПР

© Махоркін Є.М., Настасенко В.О., 2012

**Проаналізовано причини появи похибок профілю циліндричних черв’ячних зуборізних інструментів і показано можливість їх усунення у гіперболоїдних черв’ячних інструментах, для яких розроблено і запатентовано багатозубі багатозахідні конструкції. Запропоновано методіку їх профілювання за методом гвинтового руху інструментів 2-го порядку, що утворюють формотвірні поверхні черв’ячних інструментів у реальній верстатній обробці і розроблено їх САПР.**

**The analysis of reasons of appearance of errors of type of cylindrical worm toothed instruments and hobs is in-process conducted and possibility of their removal is cylinder at helicoidally worm instruments for which developed and patented much toothed multi coils constructions. The method of their profiling is offered on the base of method of spiral motion of instruments of 2-th order, which form the shape-generating surfaces of worm instruments in the real machine-tool treatment and developed their CADD.**

**Постановка проблеми.** Зубчасті передачі знайшли широке застосування в усіх галузях машинобудування, при цьому від точності і якості їх виготовлення багато в чому залежать передавані ними потужності й окружні швидкості, які постійно зростають у сучасних машин. Особливо гострою ця проблема є для точного верстатобудування, приладобудування, авіаційного, морського, автомобільного і швидкісного залізничного транспорту та в інших сферах, де використовуються редуктори і мультиплікатори. Тому проблема підвищення точності і якості зубчастих передач є важливою і актуальною сьогодні і загострюватиметься в майбутньому, оскільки вимоги до передач постійно зростають.

Сьогодні реальне промислове виробництво зубчастих коліс обмежене III ступенем точності, а найпродуктивніше їх виробництво забезпечують черв’ячні зуборізні фрези ААА класу точності. Однак все більше поширюються способи обробки дисковими і кінцевими фрезами, перевагами яких є простота (і як наслідок – більша точність) виготовлення ріжучих кромок. Але при цьому використовують дороге високоточне устаткування CNC типу, що програмується за 8–9 рухами, яке