

УДК 621.855

О. Пилипенко

Професор, докт. техн. наук,  
Чернігівський державний  
технологічний університет,  
м. Чернігів

## КОМПЛЕКСНИЙ ПІДХІД ДО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЯКОСТІ ЛАНЦЮГОВИХ ПЕРЕДАЧ

*Наведено комплексний підхід до проектування і реалізації ланцюгових передач.*

**ланцюгова передача, інтегрована деталь, полімерний композит, автоматизоване проектування**

**Вступ.** Багатомасова ланцюгова передача представляє собою систему, що складається з взаємодіючих та взаємообумовлених неподільних елементів, має багато можливих реалізацій у процесі свого функціонування і тому належить до складних систем.

Нові підходи до розрахунку і конструювання ланцюгових передач повинні базуватися на врахуванні реальних динамічних процесів, що відбуваються під час роботи, використанні полімерних композитів для виготовлення зірочок та ланцюгів і переходом на автоматизоване оптимальне проектування, що дасть змогу вибирати сукупність значень їхніх параметрів, при яких ще на стадії проектування забезпечуватиметься висока динамічна якість передач і приводів.

Мета статті полягає у комплексному висвітленні питань, що стосуються підвищення якості ланцюгових передач.

**Публікації та попередні міркування.** В [1] закладені й систематично викладені наукові основи синтезу ланцюгових передач на базі нової концепції їх розрахунку, що полягає, насамперед, у тому, що ланцюгова передача розглядається як коливальна система. Робота ланцюгової передачі описується диференціальними рівняннями крутильних, поперечних, параметричних і поздовжніх коливань, розв'язання яких числовими методами на комп'ютері дає власні частоти і форми коливань передачі з практично будь-якою кількістю мас.

У подальших працях, зокрема в [2], знайшли своє висвітлення питання практичного виготовлення ланцюгів

з полімерних композитів, дослідження їхнього напружено-деформованого і теплового стану, розвиток теорії не тільки ланцюгових передач, але й приводів у напрямку оптимізації їхніх структурних, параметричних і експлуатаційних характеристик.

Останні досягнення, що стосуються питань якісного проектування, виготовлення та експлуатації ланцюгових передач і приводів з точки зору розвиненої теорії та застосування новітніх матеріалів і ресурсощадних технологій викладені в монографії [3].

**Результати дослідження динамічної системи ланцюгової передачі частотними методами.** Математична модель роботи  $n$ -масової ланцюгової передачі може бути записана так:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + \eta(\varphi_1 R_1 - \varphi_2 R_2) R_1 + c_{1,2}(\varphi_1 R_1 - \varphi_2 R_2) R_1 + \eta(\varphi_1 R_1 - \varphi_n R_n) R_1 + c_{1,n}(\varphi_1 R_1 - \varphi_n R_n) R_1 = -c_{1,2}(S_{x1} - S'_{x2}) R_1 - c_{1,n}(S'_{x1} - S_{xn}) R_1 + M_p;$$

• • • • •

$$I_i \ddot{\varphi}_i + \eta(\varphi_i R_i - \varphi_{i-1} R_{i-1}) R_i + c_{i-1,i}(\varphi_i R_i - \varphi_{i-1} R_{i-1}) R_i + \eta(\varphi_i R_i - \varphi_{i+1} R_{i+1}) R_i + c_{i,i+1}(\varphi_i R_i - \varphi_{i+1} R_{i+1}) R_i = -c_{i-1,i}(S'_{xi} - S_{xi-1}) R_i - c_{i,i+1}(S_{xi} - S'_{xi+1}) R_i;$$

• • • • •

$$I_n \ddot{\varphi}_n + \eta(\varphi_n R_n - \varphi_{n-1} R_{n-1}) R_n + c_{n-1,n}(\varphi_n R_n - \varphi_{n-1} R_{n-1}) R_n + \eta(\varphi_n R_n - \varphi_1 R_1) R_n + c_{n,1}(\varphi_n R_n - \varphi_1 R_1) R_n = -c_{n-1,n}(S'_{xn} - S_{xn-1}) R_n - c_{n,1}(S_{xn} - S'_{x1}) R_n - M_o,$$

У системі рівнянь (1) позначено:  $i = 2, 3, 4, \dots, n-1$ ;  $I_1, \dots, I_p, \dots, I_n$  – зведені моменти інерції мас відносно осей валів;  $\varphi_1, \dots, \varphi_p, \dots, \varphi_n$  – поточні кути обертання мас (зірочок);  $c_{1,2}, \dots,$

$c_{i,i+1}, \dots, c_{n,l}$  – жорсткості відповідних віток ланцюгового контура;  $R_{j,\dots}, R_{p,\dots}, R_n$  – радіуси розташування кінцевих шарнірів віток ланцюгового контура на зірочках;  $S_{x1}, \dots, S_{xn}, S_{x'1}, \dots, S_{x'n}$  – розкладені в ряди Фур'є функції збурень, що представляють собою періодичні негармонійні позовжні переміщення кінцевих шарнірів, що набігають і збігають (зі штрихами), віток ланцюгового контура;  $\eta$  – коефіцієнт демпфування;  $M_p, M_o$  – рушійний момент і момент опору відповідно.

Розв'язання числовими методами на комп'ютері узагальненої алгебричної проблеми власних значень дає квадрати власних частот і власні форми коливань ланцюгової передачі з практично будь-якою кількістю мас:

$$p_\varphi^2 = [M]^{-1} \cdot [C], \quad (2)$$

де  $[M]$  – діагональна матриця обертових мас;  $[C]$  – симетрична матриця жорсткостей віток ланцюгового контура.

Для прикладу на рис. 1 подана частотна діаграма, де показані всі власні частоти двомасової ланцюгової передачі (горизонтальні лінії: поперечних коливань  $f_\varphi$ , крутильних коливань  $f_\varphi$ , позовжних коливань  $f_x$ ), частоти збурень (від полігонального ефекту зірочок  $f_z$ , накопиченої похибки довжини вітки  $f_w$ ,  $2f_w$ , ексцентриситетів зірочок  $f_d$ ) і відповідні резонансні числа частот обертання (на осі абсцис)  $n_z^u, n_z^p, n_d^u, n_w^u, n_x^u$  для ланцюгової передачі, оснащеної ланцюгом ПР-15,875-2270-2 ГОСТ13568-75, натяг ведучої вітки якої  $S_j=1$ кН, її довжина  $l=nt=33 \cdot 15,875=523,87$ мм, кількість ланок у контурі  $W=65$ , передатне число  $u=1,8$ , моменти інерції  $I_1=0,13$  кгм<sup>2</sup>,  $I_2=0,17$  кгм<sup>2</sup>.

Як видно з рис. 1, резонансні частоти обертання від ексцентриситетів зірочок по поперечних коливаннях  $n_d^u$  та від накопиченої похибки довжини вітки по поперечних коливаннях  $n_w^u$  лежать у діапазоні 1500...2250 хв<sup>-1</sup>. Резонансні частоти обертання від полігонального ефекту по позовжних коливаннях досягають майже 3000 хв<sup>-1</sup>. Що ж стосується резонансних частот обертання від ексцентриситетів та накопиченої похибки довжин вітки по крутильних коливаннях, то вони лежать настільки високо, що не попадають навіть у діапазон швидкостей, прак-

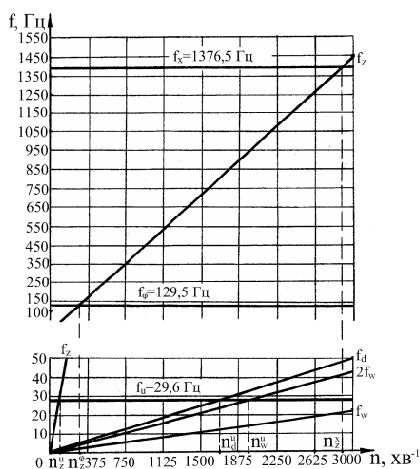


Рис. 1. Частотна діаграма

тично досяжних для роликкових ланцюгових передач на сучасному рівні розвитку техніки. З іншого боку, резонансні частоти обертання по поперечних  $n_z^u$  і крутильних  $n_z^p$  коливаннях від полігонального ефекту зірочок лежать у нижньому діапазоні частот обертання (до 375 хв<sup>-1</sup>). Що ж стосується резонансних частот обертання від накопиченої похибки довжини вітки, то їхні значення будуть лежати в області частот обертання  $(8 \dots 15) \cdot 10^3$  хв<sup>-1</sup>, тобто в недосяжному для реальних ланцюгових передач діапазоні.

Практично найбільш можливим є впадання системи в резонанс з основним тоном власних коливань. Тому при будь-яких надрезонансних швидкостях буде спостерігатися зниження динамічних навантажень, що і підтверджується експериментально. Проте найбільша припустима швидкість диктується ударною міцністю роликів, підвищити яку можна застосуванням полімерних зубчастих вінців зірочок і ланцюгів (або хоча б їхніх внутрішніх ланок) з полімерних композитів.

**Основні кінематичні і динамічні переваги ланцюгових передач, оснащених полімерними деталями.** Розв'язавши систему рівнянь (1) відносно кутових швидкостей  $\omega_1, \omega_2$  та кутових пришвидшень  $\varepsilon_1$  і  $\varepsilon_2$  (перша та друга похідні від  $\varphi_1, \varphi_2$ ) ведучої та веденої обертових мас двомасової ланцюгової передачі, можна отримати їхні графічні залежності. На рис. 2, рис. 3 зображені зміни вказаних величин під час пуску лише для веденої обертової маси, оскільки вважається, що ведуча маса обертається рівномірно (що не відповідає дійсності, хоча ведуча маса має меншу нерівномірність обертання, ніж ведена).

Вигляд кривих кутових швидкостей і пришвидшень (див. рис. 2, рис. 3) свідчить про те, що рух обертових мас ланцюгового приводу не є рівномірним. Значення кутових швидкостей і пришвидшень у ланцюгового приводу, оснащеного полімерним ланцюгом, менші порівняно з цими ж значеннями ланцюгового приводу, оснащеного стандартним металевим ланцюгом. Починаючи з 0,08 с після пуску, рух веденої обертової маси стає практично майже рівномірним у випадку застосування полімерного ланцюга, в той час як при застосуванні стандартного металевого – рух продовжує бути нерівномірним. Розв'язавши систему рівнянь (1) відносно деформації ведучої вітки ланцюга  $\varphi_1 R_1 - \varphi_2 R_2$ , знайдемо динамічне навантаження у ведучій та веденій вітках (для двомасової ланцюгової передачі), зумовлене полігональним ефектом зірочок (рис. 4):

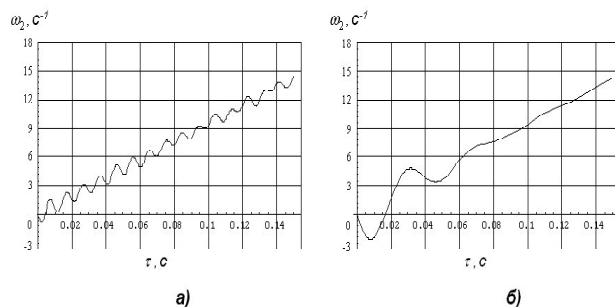


Рис. 2. Кутова швидкість веденої обертової маси з металевим (а) і полімерним (б) ланцюгами

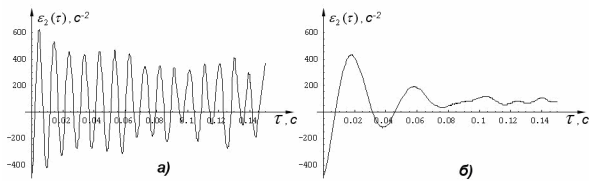


Рис. 3. Кутове пришвидшень веденої обертової маси з металевим (а) і полімерним (б) ланцюгами

$$F_{дин1}(\tau) = c_1 \left[ \varphi_1 R_1 - \varphi_2 R_2 + \frac{t}{\pi} \sum_{k=1}^5 (-1)^k \frac{\sin(kz_1 \omega_1 \tau)}{k(1-k^2 z_1^2)} - \frac{t}{\pi} \sum_{k=1}^5 (-1)^k \frac{\sin k(z_2 \omega_2 \tau - 2\pi j)}{k(1-k^2 z_2^2)} \right];$$

$$F_{дин2}(\tau) = c_2 \left[ \varphi_1 R_1 - \varphi_2 R_2 - \frac{t}{\pi} \sum_{k=1}^5 (-1)^k \frac{\sin[k(z_1 \omega_1 \tau - \xi_1)]}{k(1-k^2 z_1^2)} + \frac{t}{\pi} \sum_{k=1}^5 (-1)^k \frac{\sin[k(z_2 \omega_2 \tau - \xi_2 - 2\pi j)]}{k(1-k^2 z_2^2)} \right]. \quad (3)$$

Інерційні навантаження від нерівномірності обертання мас

$$F_{\partial i} = m_i \ddot{x}_i = F_{i,i+1} - F_{i-1,i}, \quad (4)$$

де  $m_i$  – обертової маси;  $\ddot{x}_i$  – пришвидшення мас ( $x_i = \varphi_i R_i$ ). Динамічна нерівномірність обертання мас (зірочок)

$$\delta_i = 2\varphi_i z_i \cdot 100\%, \quad (5)$$

де  $z_i$  – кількість зубців зірочок.

З рис. 4,а,б бачимо, що усталений режим роботи ланцюгового приводу, оснащеного полімерним ланцюгом, настає значно раніше (близько 0,15 с), ніж приводу, оснащеного металевим ланцюгом (близько 0,45 с). Амплітуда коливань динамічного навантаження у ведучій та веденій вітках ланцюгового приводу, оснащеного металевим ланцюгом, більша, ніж у приводу, оснащеного полімерним ланцюгом. Кількість коливань динамічного навантаження у ланцюговому приводі з металевим ланцюгом значно більша, ніж у приводі з полімерним ланцюгом, оскільки ланка металевого ланцюга складається з 6 деталей, що призводить до різнорозмірності кроків ланцюга, що не відповідає параметрам ланцюга з полімерних композитів, який має дуже малі відхилення за кроком (оскільки ланки ланцюга відливаються під тиском з одної і тієї ж прес-форми на термопластавтоматах).

**Зменшення контактних напружень застосуванням полімерних композитів.** Однією з причин виходу з ладу привідних роликів ланцюгів є розколювання роликів внаслідок високих контактних напружень, що виникають у момент зачеплення ролика ланцюга з зубцем зірочки. Навіть незначні кути перекосу призводять до значного зростання величини контактних напружень. Один з найефективніших засобів зменшення величини контактних

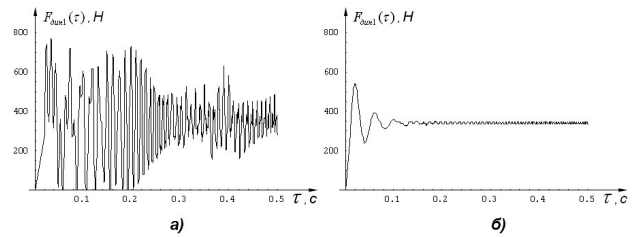


Рис. 4. Динамічне навантаження у ведучій вітці, зумовлене полігональним ефектом зірочок з металевим а) і полімерним б) ланцюгом

Таблиця 1

Контактні напруження в залежності від профіля зубців зірочок та матеріалів їх виготовлення

Профіль зубців	$\sigma_{H max}$ , МПа	
	металева зірочка	полімерна зірочка
ГОСТ 591-69	771,5	136,2
ГОСТ 592-75	982,1	173,3

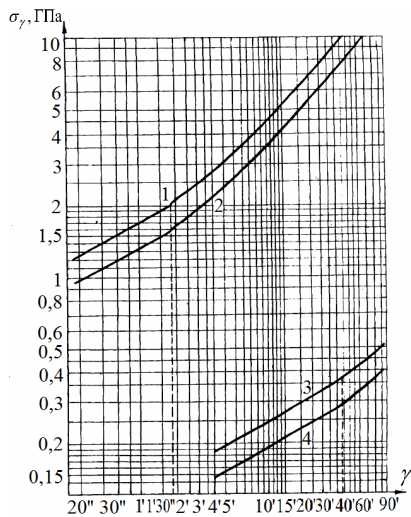
напружень – застосування полімерних композитів як матеріалу для виготовлення зірочок.

Розглянемо на конкретному прикладі результати такого застосування і порівняємо їх з традиційними. Вихідні дані: ланцюг ПР-25,4-5760 ГОСТ 13568-75; потужність  $N=6,6$  кВт; швидкість руху ланцюга  $V=1,95$  м/с; кількість зубців зірочки  $z=18$ . Для виготовлення зірочки застосовано склонаповнений поліамід ПА-66-КС ( $E_2=3,53 \cdot 10^3$  МПа,  $\mu_2 = 0,38$ ). Для сталі  $E_1=2,06 \cdot 10^5$  МПа,  $\mu_1 = 0,3$ . У табл. 1 наведені контактні напруження, обчислені за відомою формулою Герца.

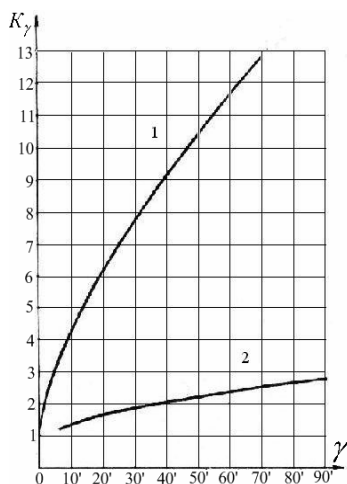
Як бачимо, використання полімерної зірочки зменшує величину контактних напружень приблизно в 5,7 рази. Вочевидь, таке співвідношення буде справедливим для різних типів ланцюга, а також для різних вихідних даних, бо визначається лише властивостями матеріалів. Однак усі наведені розрахунки справедливі лише для «ідеального» випадку, тобто, коли контакт відбувається вздовж твірних циліндричних поверхонь контактуючих тіл, а кут між їхніми осями дорівнює нулю.

На практиці, у зв'язку з особливостями виготовлення привідних роликів ланцюгів, між осями будь-яких двох сусідніх роликів виникають перекоси, величина яких може сягати кількох десятків хвилин. У результаті навантаження розподіляється дуже нерівномірно за довжиною ролика, або ж навіть контакт відбувається не по всій його довжині. Як наслідок, навіть незначні кути перекосу призводять до істотного зростання величини контактних напружень. Так, у вже згаданому прикладі, при куті перекосу всього в 5' контактні напруження зростають у 3 рази, а при 40' – більш, ніж у 9 разів (варіант з металевією зірочкою).

Характер залежності величини контактних напружень  $\sigma_\gamma$  від кута перекосу  $\gamma$  зображено на рис. 5, де криві 1 і 2 відповідають залежностям для металевієї зірочки з профілями зуба відповідно за ГОСТ 592-75 і ГОСТ 591-69,



**Рис. 5. Залежності величини контактних напружень від кута перекосу ролика:** 1,3 – металева і полімерна зірочки відповідно за ГОСТ 592-75; 2,4 – металева і полімерна зірочки відповідно за ГОСТ 591-69



**Рис. 6. Залежність коефіцієнта  $K_\gamma$  від кута перекосу:** 1 – контакт металевого ланцюга з металевою зірочкою; 2 – контакт металевого ланцюга з полімерною зірочкою

а криві 3 і 4 – для полімерної зірочки з такими ж профілями.

На графіку чітко помітні дві ділянки: перша – при  $\gamma < \gamma_{кр}$ , друга – при  $\gamma > \gamma_{кр}$ . Можна зазначити, що перекоси від  $15'$  до  $45'$ , що найчастіше зустрічаються на практиці, для металевої зірочки цілком припадають на другу ділянку (що відповідає найбільш неприйнятному випадку контактування), у той же час для полімерної – переважно на першу ділянку.

Дуже наочну картину ми отримуємо, порівнюючи залежність коефіцієнта  $K_\gamma$ , що чисельно дорівнює  $\sigma_\gamma / \sigma_H$ , від кута перекосу  $\gamma$ . На рис. 6 наведено графіки цих залежностей. Як видно з графіків, вплив кута перекосу на збільшення контактних напружень набагато суттєвіший у випадку з металевою зірочкою.

Так, критичний кут перекосу  $\gamma_{кр}$ , при якому  $K_\gamma = 2$ , у разі застосування металевої зірочки складає всього лише

$1'50''$ , у той час як для полімерної зірочки він дорівнює  $44'40''$ .

Таким чином, при перекосах  $15' \dots 45'$ , що найчастіше зустрічаються на практиці, в передачах, оснащених полімерними зірочками, контакт відбувається по всій довжині ролика, причому контактні напруження зростають не більше ніж вдвічі порівняно з «ідеальним випадком», а в передачах, оснащених металевими зірочками, довжина лінії контакту складає від 28,4 % до 14,7 % відповідно, при цьому контактні напруження зростають у 5,2 ... 9,7 рази.

Певний інтерес становить те, як будуть змінюватись контактні напруження при наявності перекосів для ланцюгів різного кроку. З цією метою проведемо порівнювальний аналіз величини контактних напружень для тих же вихідних даних, що і в розглянутому вище прикладі. Щоб умови залишилися такими ж, тобто не змінювався дільний діаметр зірочки, потрібно для різних значень кроку ланцюга прийняти різну кількість зубців зірочки. Тому, якщо при  $t=25,4$  мм прийнято  $z=18$ , то для значень  $t$ , що дорівнюють 19,05 мм, 15,875 мм і 12,7 мм значення  $z$  становитиме відповідно 24, 29 і 36 (при таких значеннях  $z$  відхилення по дільному діаметру зірочок не перевищують 0,4 %).

Збільшення кроку, а також збільшення ширини ланцюга при незмінному кроці істотно зменшує критичне значення кута перекосу  $\gamma_{кр}$ , хоч співвідношення  $\gamma_{кр}^{пол} / \gamma_{кр}^{мет}$  не залежить від кроку і становить близько 24,3.

Інша відносна характеристика –  $\sigma_\gamma^{мет} / \sigma_\gamma^{пол}$ , яка, по суті, і є показником ефективності заміни металевих зірочок полімерними, зростає при збільшенні кроку і ширини ланцюга, а якщо крок однаковий – при збільшенні кута перекосу. За умови  $\gamma = 0$  співвідношення  $\sigma_\gamma^{мет} / \sigma_\gamma^{пол}$  не змінюється і при будь-якому кроці та ширині ланцюга дорівнює 5,67, тобто визначається лише властивостями матеріалів контактуючих тіл.

Усі наведені розрахунки і висновки справедливі також і за інших вихідних умов (потужності, колдової швидкості тощо). Зауважимо, однак, що при зростанні колдової зусилля (або потужності) в  $n$  разів також у  $n$  разів збільшується критичне значення кута перекосу, а величина контактних напружень збільшується в  $\sqrt{n}$  разів.

Таким чином, найбільша ефективність за зниженням контактних напружень при заміні металевих зірочок полімерними досягається при найбільших значеннях кроку і ширини ланцюга.

**Інтегровані деталі ланцюгових передач.** Виробництво деталей ланцюгових передач з полімерних композитів маловідхідне й не дуже енергоємне. З них легше виготовити деталі складної форми, вони є настільки технологічними, що дозволяють створювати так звані інтегровані деталі, виробництво яких з металу набагато дорожче або взагалі неможливе. Оскільки питома вага полімерних композиційних матеріалів у декілька разів нижча від питомої ваги сталі, моменти інерції деталей і споживана енергія під час пришвидшення й гальмування зменшуються, що дозволяє підвищувати частоту обертання. При цьому вони не вибагливі до змащування, працюють практично без шуму і володіють добротною зносостійкістю.

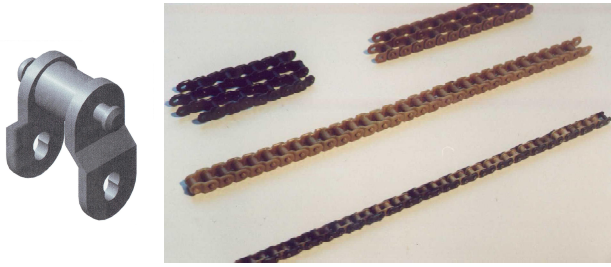


Рис. 7. Пружна монолітна ланка (ліворуч) та метало-полімерний однорядний (знизу), полімерні одно-, дво- та трирядні ланцюги



Рис. 9. Інтегрована зірочка (з барабаном і кришкою кріплення)

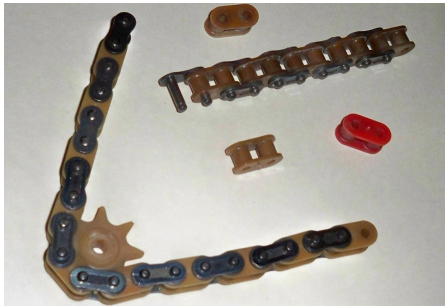


Рис. 8. Металополімерний ланцюг з інтегрованою внутрішньою ланкою з полімерного композиту

Окрім вимог, що висувають до конструкцій деталей з полімерних матеріалів, які виробляють литвом під тиском, під час створення нових конструкцій елементів ланцюгових передач передбачалась можливість виконання деталей інтегрованими, тобто одна монолітна деталь, що виготовляється за одну технологічну операцію, може включати в себе максимальну кількість структурно функціональних елементів (наприклад, шість деталей ланки стандартного металевих роликового ланцюга).

На рис. 7 показані пружна монолітна ланка з полімерного композиту й ланцюги, складені з таких пружних монолітних ланок. Важливо зазначити, що з таких ланок можна скласти дво-, три- і багаторядні ланцюги. Промислові зразки таких ланцюгів наведені на рис. 7. На цьому ж рисунку показаний також металополімерний ланцюг (знизу), внутрішні ланки якого виконані з полімерного композиту у вигляді однієї інтегрованої монолітної деталі (рис. 8), що складається з двох циліндричних елементів з отворами, з'єднаних пластинчастими елементами, і зовнішніх ланок, якими можуть бути стандартні металеві з'єднувальні ланки, тобто такий ланцюг є повністю розбірним.

Слід зазначити, що в разі заміни металевих ланцюгів на полімерний або металополімерний, у якому внутрішні ланки виготовлені з полімерного композиту, розмірна точність ланцюгів, виготовлених з склонаповнених марок поліамідів, досягає точності кращих зразків зарубіжних фірм, які застосовують селективне складання металевих деталей ланок роликових ланцюгів (англійська фірма Renold і японська – Tsubaki).

На рис. 9 показана зірочка з полімерного композиту, інтегрована з барабаном і кришкою кріплення.

### Проектування *n*-масової ланцюгової передачі.

Проектування ланцюгової передачі з будь-якою кількістю мас розглядається як сукупність двох основних задач: вибору структури (структурного синтезу) і вибору числових значень параметрів отриманої структури (параметричного синтезу). Частина параметрів, які є керуючими в сенсі динамічної якості системи, виділяються як варійовані. Вибір значень параметрів, які варіюються, складає предмет параметричного синтезу.

Будемо розрізняти системний, функціональний, конструктивний і технологічний рівні проектування. На системному рівні здійснюється аналіз роботи динамічної системи ланцюгової передачі в цілому і її декомпозиція за структурним принципом у вигляді самостійних підсистем (двомасових передач — парціальних систем) для наступних етапів проектування.

На функціональному рівні проектування формується математична модель у вигляді системи диференціальних рівнянь, які описують структуру і функціонування динамічної системи багатомасової ланцюгової передачі. На такій моделі можна здійснювати імітаційні експерименти, пов'язані з вибором параметрів у діалоговому або автоматичному режимах.

На конструктивному рівні основною задачею є синтез параметрів: координат розташування та орієнтації зірочок (топології), межосьових віддалей, кутів охоплення, типу, кроку та параметрів ланцюга і зірочок. Задачею технологічного рівня проектування є синтез технологічного процесу у вигляді послідовності виробничих операцій обробки поверхонь деталей (для металевих зірочок і ланцюгів), або об'ємного виготовлення деталей за один технологічний цикл з полімерних композитів, складання і контролю якості.

Структурний синтез здійснюється на основі побудови оптимальної структурної схеми, що складається з суми двомасових модулів (дві зірочки, з'єднані віткою ланцюгового контуру), тобто парціальних систем, що топологічно формують практично будь-яку множину ланцюгових передач, з будь-якою кількістю мас, розташованих різним чином у декартовій системі координат. При цьому враховують різні випадки розташування зірочок у ланцюговому контурі й умови, при яких структурна схема багатомасової ланцюгової передачі є геометрично сумісною, а її конструктивна реалізація – можливою.

У загальному випадку в багатокутнику, утвореному лініями міжосьових віддалей, величини кутів їх перетину можна як завгодно змінювати, зберігаючи геометричні

параметри. При цьому центри шарнірів ланцюга будуть завжди залишатися в точках дотику крокових ліній з ділильними колами зірочок. Це дає можливість конструктору забезпечити оптимальну структурну схему багатомасової ланцюгової передачі при вибраних кінцево основних геометричних параметрах: межосьових віддальях, довжинах спряжених віток ланцюгового контуру з цілою кількістю ланок і кутах синфазності. При будь-якій кількості мас (зірочок) у ланцюговому контурі здійснюють розрахунок для кожної зірочки і двох сусідніх з нею, при цьому розрахункові залежності охоплюють всі випадки їх розташування і призначення (привідні, натяжні, відхиляючі). Інакше кажучи, багатомасова ланцюгова передача будується за модульним принципом, згідно з яким декілька простих модульних елементів (у нашому випадку зірочок, охоплених ланцюгом) топологічно формують практично будь-яку множину ланцюгових передач, розташованих будь-яким чином у декартовій системі координат. При цьому місце кожного модульного елемента точно задано в структурі. Специфіка полягає у виборі вихідних модулів і в порядку їх розташування, тобто в комбінаторному комплектуванні обмеженої кількості простих модульних елементів (двомасових ланцюгових передач), топологічно орієнтованих за списком певних залежностей.

Проводиться параметрична оптимізація такої модульної ланцюгової передачі за зайнятим нею об'ємом (масі) і параметричній функції, що містить максимальні довговічність, коефіцієнт корисної дії і опір зношуванню (при збереженні мінімального об'єму).

В якості цільової функції під час оптимізації ланцюгової передачі з будь-якою кількістю мас за критерієм віброактивності прийняті амплітуди динамічних навантажень і найбільш інтегральна характеристика – коефіцієнт динамічності ланцюгової передачі, залежний, зокрема, від середньоквадратичних абсолютних значень максимальних динамічних навантажень у вітках ланцюгового контура.

Розроблений комплекс автоматизованого оптимального проектування ланцюгових передач POSCD, побудований за блочним принципом модульного проектування у вигляді пакетів прикладних програм геометричного, силового і динамічного розрахунків, дає можливість конструктору, працюючи в діалоговому режимі з комп'ютером, побудувати ланцюговий контур, що містить від 2 до 24 мас (зірочок), що задовольняє як технічне завдання, так і вимоги оптимального проектування: мінімальним вартості, матеріаломісткості, займаному об'єму, масі і високій динамічній якості.

Комплекс дає можливість здійснювати імітаційне моделювання роботи ланцюгових передач на комп'ютері, що забезпечує швидкий і всебічний аналіз впливу різних параметрів на якість передачі: координат розташування центрів зірочок, частот їх обертання, умов експлуатації, типу і рядності ланцюга, способу машення, потужності, терміну служби, величин обертових мас і застосованих матеріалів.

Існуючі методи монтажу й налаштування ланцюгових передач, зокрема, визначення розташування натяжного елемента (зірочки, ролика або шини), не забезпечують мінімізації динамічних навантажень, оскільки під налаштуванням ланцюгової передачі чомусь розуміють регулювання натягу віток нерухомої передачі, тобто в статичі. В реальних же умовах динамічного навантаження під час експлуатації ланцюгових передач стає актуальною задача

оптимізації розташування натяжного елемента з метою мінімізації амплітуд коливань і динамічних навантажень.

Поставлена задача розв'язується за допомогою автономного блока побудови карт динамічної навантаженості та налаштування ланцюгової передачі SET, що працює в діалоговому режимі.

Будуються лінії можливих положень центра натяжного елемента для різних рівнів динамічних навантажень. Аналіз сукупності цих ліній (карти динамічної навантаженості) дають можливість вибрати положення натяжного елемента, що забезпечує найнижчі динамічні навантаження. Таким же чином можуть бути побудовані карти розподілу амплітуд коливань, динамічних навантажень у вітках ланцюга, інерційних, ударних навантажень та динамічної нерівномірності руху елементів передачі в залежності від того, яку з перелічених характеристик прийнято за критерій оптимізації. У результаті отримуємо карти розподілу динамічних характеристик для кожної вітки або маси на межах ділянки, що дає можливість конструктору бачити, як змінюються динамічні характеристики при варіюванні положенням натяжного елемента, і вибрати таке його положення, при якому всі динамічні характеристики або частина з них (наприклад, тільки динамічні навантаження у вітках ланцюгового контура, що залежить від вибраного критерію оптимізації), мінімізуються.

Зниження трудомісткості та скорочення термінів проектування як самих полімерних деталей, так і прес-форм для їх литва під тиском на термопластавтоматах під час серійного виробництва, досягається автоматизацією конструкторських робіт, а також уніфікацією та нормалізацією деталей форм, що дозволило звести завдання конструктора до проектування формують формують профілю матриці з врахуванням різних типів усадок і технологічних допусків.

**Висновки.** Наведений комплексний підхід до проектування і реалізації ланцюгових передач і приводів, що базується на врахуванні реальних динамічних процесів, які супроводжують їхню роботу, використанні полімерних композитних матеріалів, ресурсощадних технологій і обладнання для їх здійснення, автоматизованому оптимальному проектуванню, в результаті чого конструктор зможе вибрати науково обгрунтовану сукупність значень параметрів, при яких ще на стадії проектування забезпечується висока динамічна якість ланцюгових передач і приводів.

## Література

1. *Пилипенко О.И.* Научные основы и синтез цепных передач. Дисс... докт. техн. наук., ХПУ, Харьков, 1996, 467с.
2. *Пилипенко О.* Динаміка та розрахунок ланцюгового приводу з полімерних композитів // *Машинознавство*. – 2004. – №2. – С. 19–24.
3. *Pilipenko O.I.* Synthesis of Chain Drives Based on Dynamic Methods, New Materials and Technologies. Machine Design, Monograph. Novi Sad, Serbia, 2007. – P.307-314.

Отримана 06.07.11

*O. Pilipenko*

**Complex approach to providing of chain drives quality**

*Chernigiv State Technological University, Chernigiv*

*Complex approach to providing of chain drives quality is presented.*