

И.И.Ивашковым, подготовлено более 1000 инженеров-механиков, а им лично - 12 кандидатов наук. Большую работу по совершенствованию подготовки инженеров и научных кадров для сферы создания и использования подъемно-транспортной техники и средств механизации и автоматизации он осуществлял в качестве одного из руководителей научно-методического совета по специальности «Подъемно-транспортные машины» Минвуза СССР, члена научных советов по присуждению ученых степеней, а также в экспертных советах ВАК СССР по машиностроению и транспорту.

Крупный вклад в развитие многих областей инженерной науки, техники и технологии И.И. Ивашков внес своей многогранной и плодотворной изобретательской деятельностью. Широкое внедрение его изобретений на сотнях предприятий многих отраслей промышленности, строительства и сельского хозяйства обеспечило существенный прогресс в развитии ресурсосберегающих транспортных систем в мельнично-элеваторной, комбикормовой, мукомольной промышленности, сельском хозяйстве и других сферах.

И.И. Ивашков – автор 217 печатных работ, в том числе 32 изобретений, 19 зарубежных патентов, более 20 монографий и учебников, а также более 150 рукописных научных работ и инженерных разработок.

Своей научной, инженерной, педагогической и общественной деятельностью И.И. Ивашков, в целом, внес выдающийся вклад в инженерную науку, технику и технологии, что способствовало техническому прогрессу многих отраслей промышленности, транспорта, строительства, сельского хозяйства.

Человек неординарного склада мышления, имевший обширные знания и уникальный опыт во многих областях инженерной деятельности, ученый, педагог, деятель промышленности, умевший ставить и решать задачи на важнейших направлениях науки, образования и производства, – Илья Ильич в обычной жизни отличался замечательным чувством юмора, способностью точно оценивать происходящее, был доступен и прост в обращении с людьми, с пониманием и сочувствием относился к их проблемам, с готовностью оказывал необходимую помощь и поддержку. Увлеченность творчеством, незаурядные работоспособность и умение доводить задуманное до практического завершения не зависели у него от настроения, внешних обстоятельств, даже от состояния здоровья, и вызвали уважение окружающих. Энергичным, полным сил и планов, в расцвете интеллектуальных возможностей, Илья Ильич оставался до тех пор, пока нелепая случайность неожиданно не оборвала его жизнь.

Из журнала «Подъемно-транспортное дело» №2 за 2003 г. с 25-26, с исправлениями



УДК 621. 855

Олег Пилипенко, професор

*Чернігівський державний технологічний університет,
14027, м. Чернігів, вул. Шевченка, 95*

СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ ПРОЕКТУВАННЯ, КОНСТРУЮВАННЯ І ВИГОТОВЛЕННЯ ЛАНЦЮГОВИХ ПРИВОДІВ З ПОЛІМЕРНИХ КОМПОЗИТІВ

Oleg Pilipenko

**MODERN TECHNOLOGIES OF COMPUTATION, DESIGNING AND MANUFACTURING
OF CHAIN DRIVES FROM POLYMERIC COMPOSITES**

Dynamic approach to computation of chain drives, features of their designing and technology of making of sprockets and chains from polymeric composites are presented. Questions of structural, parametrical optimization and automation of designing and manufacturing of chain drives are considered.

Застосування полімерних композитів у якості матеріалів деталей ланцюгових передач вимагає перегляду як методів розрахунку, конструювання, так і технології їх виготовлення. Актуальність проблеми полягає в тому, що в результаті зміни матеріалу змінюються пружні, інерційні і демпфіруючі параметри динамічної системи, що веде до необхідності зміни розрахунків, традиційних для металевих ланцюгових передач.

Під час виконання традиційного розрахунку за критерієм зносостійкості ланцюга виходять з припущення пропорційності площі опорного перерізу шарніра та руйнівного навантаження квадрату кроку ланцюга. Проте, ця умова має місце тільки для ланцюгів, виконаних за стандартом DIN, де максимально допустимий тиск в шарнірі під час прикладання зусилля, яке дорівнює руйнуючому навантаженню, для ланцюгів всіх типів є постійною величиною. Приводні роликові ланцюги різного типу за ГОСТ 13568-75 мають неоднакове співвідношення вказаних параметрів, що призводить до того, що при однаковому тиску в шарнірах коефіцієнти запасів міцності для кожного типу ланцюга будуть різними.

В основу рекомендованого методу покладений розрахунок терміну служби ланцюга за зносостійкістю шарнірів з врахуванням залежності між тиском в шарнірі та його спрацюванням (швидкістю ковзання). Відмінною особливістю такого розрахунку є те, що в якості допустимого коефіцієнта запасу міцності застосовано загальномашинобудівний коефіцієнт 2,5 (а не традиційні 5...54), оскільки ланцюг підбирається виходячи з терміну служби.

Розрахунок проводиться в два етапи. 1. Максимальне зусилля в ланцюзі під час пуску для запобігання його розриву $F_{1\max}$ визначається з розв'язку системи рівнянь у відповідності з вибраним законом розгону двигуна. Для цього розраховуються числові значення величин приведених мас m_i (виходячи з заданих моментів інерції), жорсткостей віток ланцюга c_i , коефіцієнт демпфірування η . Розраховується коефіцієнт запасу міцності за розривним зусиллям Q : $k_1 = Q / F_{1\max}$. 2. Визначення зусилля у ведучій вітці ланцюгового контуру $F_{2\max}$ під час усталеного руху, виходячи з деформації вітки ланцюга X_A , на підставі отриманого значення якого розраховується коефіцієнт запасу міцності: $F_{2\max} = c \cdot X_A$; $k_2 = Q / F_{2\max} + F_c$, де F_c – величина сил опору на виконавчому механізмі привода. . Окрім цього, якщо це необхідно, розраховується співвідношення частот власних коливань і збурень для уникнення попадання в резонансну зону частот обертання.

Методологічно проектування n -масової ланцюгової передачі розглядається як сукупність двох основних задач: вибору структури (структурного синтезу) і вибору числових значень параметрів отриманої структури (параметричного синтезу). Будемо розрізняти системний, функціональний, конструктивний і технологічний етапи проектування.

На системному етапі здійснюється аналіз роботи динамічної системи ланцюгової передачі в цілому і її декомпозиція за структурним принципом у вигляді самостійних підсистем (двомасових модулів – парціальних систем) для наступних етапів проектування.

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

На конструктивному етапі основною є задача синтезу параметрів: координат розташування і орієнтації зірочок (топології), міжосьових відстаней, кутів охоплення, типу, кроку та інших параметрів ланцюга і зірочок.

Задачею технологічного етапу проектування є синтез технологічного процесу у вигляді послідовності виробничих операцій обробки поверхонь деталей (для традиційних металевих зірочок і ланцюгів) або об'ємного виготовлення деталей за одну технологічну операцію на термопластавтоматах з полімерних композитів, складання і контролю.

Структурний синтез здійснюється на основі побудови оптимальної структурної схеми, яка складається з суми двомасових модулів (дві зірочки, з'єднані віткою ланцюга), тобто з

суми парціальних систем, які топологічно формують практично будь-яку множину ланцюгових передач з будь-якою кількістю мас, розташованих різним чином у декартовій системі координат. При цьому враховані всі можливі випадки розташування зірочок у ланцюговому контурі та умови, при яких структурна схема багатомасової ланцюгової передачі є геометрично сумісною, а її конструктивна реалізація – можливою.

Проводиться параметрична оптимізація такої модульної ланцюгової передачі за займаним нею об'ємом (масою) і параметричною функцією, яка включає максимальні довговічність, коефіцієнт корисної дії і опір зношуванню (при збереженні мінімального об'єму). В якості цільової функції під час оптимізації багатомасової ланцюгової передачі за критеріями віброактивності прийняті амплітуди динамічних навантажень і найбільш інтегральна характеристика – коефіцієнт динамічності ланцюгової передачі, який залежить, зокрема, від середньоквадратичних абсолютних значень максимальних динамічних навантажень у вітках ланцюгового контуру.

Динамічний підхід застосований також для вирішення задачі розташування натяжних зірочок за допомогою побудови карт динамічної завантаженості і налагодження ланцюгової передачі, що дає можливість конструктору бачити, як змінюються динамічні характеристики при варіюванні розташуванням натяжної зірочки, і вибрати таке її положення, при якому всі динамічні характеристики мінімізуються.

Розроблений комплекс автоматизованого оптимального проектування n -масових ланцюгових передач POSCD, побудований за блочним принципом модульного проектування у вигляді пакетів прикладних програм геометричного, силового і динамічного розрахунків, який дозволяє конструктору, працюючи у діалоговому режимі з ПК, побудувати ланцюговий контур, що містить від 2 до 24 мас (зірочок) і задовольняє як технічному завданню, так і вимогам оптимального проектування: мінімальним вартості, матеріаломісткості, займаному об'єму, масі і високій динамічній якості. Комплекс дозволяє здійснити імітаційне моделювання роботи ланцюгових передач на ПК, яке забезпечує швидкий і всебічний аналіз впливу різних параметрів: координат розташування центрів зірочок, частот їх обертання, умов експлуатації, типів і рядності ланцюгів, способів змащування, потужностей, термінів служби, величин обертових мас і застосовуваних матеріалів.

Нові динамічні підходи до розрахунку параметрів, конструювання, виготовлення, монтажу і налагодження ланцюгових передач, пов'язані з переходом на автоматизоване оптимальне проектування і використання полімерних композитів дають можливість вибрати науково обґрунтовану сукупність оптимальних значень їх параметрів, при яких ще на стадії проектування забезпечується висока динамічна якість ланцюгової передачі мінімальних віброактивності, матеріаломісткості та енергоспоживання.



УДК 621. 825. 001. 24

Володимир Павлице, професор; Андрій Кичма, доцент; Ростислав Предко
*Національний університет „Львівська політехніка”,
Україна, 79013, м. Львів, вул. С. Бандери, 12*

ГРАФІЧНИЙ МЕТОД ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ КЛИНОПАСОВИХ ПЕРЕДАЧ

Vladimir Pavlyshche; Andriy Kychma; Rostislav Predko

GRAPHIC METHOD OF SELECTION PARAMETERS V-BELT TRANSMISSIONS

A simplified method for selecting the parameters of V-belt transmissions is considered. This method allows to choose the type of wedge belt and pulley diameters for V-belt transmission, depending on the conditions of its operation. The method is based on the norms of ISO 5292 - 80 and the national standard GOST 1284.3 – 96.