

УДК 62.235:63.231

П. І. Літовченко, Л. П. Іванова, В. М. Нечипоренко, Б. М. Кушнір, В. М. Маслій

УДОСКОНАЛЕННЯ ЦІЛЬОВОЇ ФУНКЦІЇ ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЧНИХ ПРИВОДІВ РАЦІОНАЛЬНОЇ СТРУКТУРИ

Запропоновано новий вид цільової функції і методу зведення кінематичних, силових, енергетичних та експлуатаційних характеристик механічних передач при автоматизованому синтезі раціональної структури і розрахунку параметрів механічного приводу військових машин.

Ключові слова: механічний привід, автоматизований синтез раціональної структури приводу, характеристики механічних передач, експлуатаційні вимоги до механічних приводів, програма автоматизованого синтезу структури і розрахунку параметрів механічного приводу.

Постановка проблеми. До сучасних машин висувають все більш високі вимоги щодо їхньої ефективності, довговічності, надійності та виживаності у надзвичайних умовах експлуатації.

Основною метою створення механічного приводу машин є узгодження вихідних параметрів джерела енергії (двигуна) і вхідних параметрів робочого органу машини.

Таким чином, у синтезі структури механічного приводу, що забезпечує високу ефективність і надійність експлуатації, вирішується завдання підбору кількості і характеристик (кінематичних, енергетичних, силових, експлуатаційних) механічних передач, які найбільш точно забезпечують вказане узгодження. Кінцевим продуктом синтезу структури механічного приводу є його кінематична схема – умовний опис структури приводу й порядку розташування в ньому механічних передач.

Отже, синтез механічних приводів машин раціональної структури є актуальною проблемою.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У попередніх працях [1, 2] автори запропонували новий підхід до синтезу структури та систематизації механічних приводів як загального, так і спеціального призначення, що відрізняється високим рівнем формалізації й забезпечує створення ефективних алгоритмів і комп'ютерних програм автоматизованого розрахунку їх кінематичних, силових і енергетичних параметрів. Запропоновано систему класифікації і уніфікації механічних приводів з присвоюванням їм оригінального літерно-цифрового коду.

Оскільки рішення задач багатопараметричної оптимізації пов'язане з обробленням значних обсягів інформації, воно здійснюється на основі комп'ютерних та інформаційних технологій, які передбачають високий рівень формалізації постановки задачі та задання вихідних даних для розрахунків. Авторами створено алгоритм автоматизованого синтезу механічних приводів раціональної структури та розроблена, налагоджена й протестована спеціальна комп'ютерна програма Mechanical Drive, що реалізує вказаний алгоритм.

Пошук раціональної структури механічного приводу передбачає багатоваріантний розрахунок, коли досліджуються приводи різної структури, і за результатами якого з кінцевої множини синтезованих структур на основі різноманітних вимог експлуатаційного, технологічного, енергетичного та ін. характеру вибирається найбільш раціональне остаточне проектне рішення.

При синтезі структури вирішується також задача раціонального використання різних типів механічних передач в одному приводі. Крім того необхідно брати до уваги й вимоги раціонального компоновання приводу. Зі сказаного випливає, що задача синтезу структури механічного приводу є оптимізаційною, з цільовою функцією, яка залежить від багатьох факторів: кінематичних, силових, енергетичних і експлуатаційних характеристик механічних передач, що входять до його складу, параметрів компоновання приводу і т. ін.

Метою статті є удосконалення цільової функції для автоматизованого синтезу раціональної структури механічного приводу, яка базується на максимальній кількості варійованих параметрів, що враховують всі можливі різноманітні вимоги до приводу. Як варійовані параметри повинні бути використані характеристики механічних передач, які забезпечують врахування вказаних вимог.

Виклад основного матеріалу. Раніш авторами при виборі оптимального варіанта приводу пропонувався спрощений варіант цільової функції [2], який базується на відомому з наукової літератури наборі характеристик найбільш поширених механічних передач [3].

Пропонувалося як цільову функцію використовувати функцію виду

$$F = \{0, 1(V_{\max} + u_{\max}) + k_{\eta}\eta_{\text{сер}} - k_l l' - k_m m' - k_c c'\} \rightarrow \max, \quad (1)$$

де K – уніфікований код передачі, сформований відповідно до систематизації у програмі Mechanical Drive;

V_{\max} – найбільша допустима колова швидкість передачі, м/с;

u_{\max} – максимальне передаточне число, що реалізується передачею;

$\eta_{\text{сер}}$ – середній ККД передачі;

l' – відносний габаритний розмір передачі;

m' – відносна маса передачі;

c' – відносна вартість передачі;

k_{η}, k_l, k_m, k_c – вагові коефіцієнти, відповідно при ККД, відносному габаритному розмірі, відносній масі, відносній вартості.

Вагові коефіцієнти підкоряються залежності

$$k_{\eta} + k_l + k_m + k_c = 1. \quad (2)$$

Зазначені коефіцієнти для параметрів пропонувалося визначати на підставі пошукових і аналітичних досліджень інформації й довідкових даних про механічні передачі та залежно від додаткових вимог до параметрів приводу при його проектуванні. Наприклад, якщо висувуються вимоги до мінімальної вартості та максимальної економічності приводу, то рекомендується вибирати значення відповідних коефіцієнтів у діапазоні 0,3...0,4, тобто $k_{\eta} = 0,35$; $k_c = 0,3$, тоді

$$k_l = k_m = \frac{1 - k_{\eta} - k_c}{2} = \frac{1 - 0,35 - 0,3}{2} = 0,175.$$

Для модернізації програми Mechanical Drive була розроблена спеціальна процедура, в якій пошук раціонального проектного рішення виконувався шляхом максималізації цільової функції (1) для кінцевої множини синтезованих у результаті автоматизованого розрахунку структур.

Як показали численні аналітично-розрахункові дослідження, проведені за допомогою програми Mechanical Drive, при спрощеній цільовій функції (1) не завжди можливо одержати однозначний результат вибору оптимальної структури приводу через труднощі співставлення окремих характеристик механічних передач, наприклад, допустимих швидкостей, максимальних потужностей тощо.

Встановлено, що використання максимального передаточного числа u_{\max} як варійованого параметра цільової функції виправдано тільки для механічних передач зі змінним передаточним числом – варіаторів. Використання ж цього показника для передач з постійним передаточним числом часто дає не зовсім раціональне проектне рішення, особливо для передач з великими передаточними числами, наприклад, черв'ячних або хвильових.

Крім того, у реальних механічних приводах використовується більш різноманітний набір механічних передач, ніж ті, характеристики яких наведені у працях [3, 4].

На першому етапі дослідження на основі оброблення інформації з літературних та електронних джерел про механічні передачі авторами була складена зведена таблиця характеристик механічних передач (див. табл. 1).

У таблиці систематизовано всі основні типи механічних передач, які найчастіше використовуються як ступені механічного приводу, й максимально відображені їхні характеристики. Як видно з табл. 1, всі характеристики передач подані у номінальному вигляді, за виключенням габаритних розмірів L , маси m вартості C , які замінені їхніми відносними величинами L' , m' , C' . Вказані характеристики були отримані шляхом їх співвідношення з відповідними характеристиками циліндричних зубчастих передач, що вважалися базовими.

У побудові алгоритму автоматизованого синтезу механічного приводу раціональної структури найбільш зручно використовувати відносні характеристики механічних передач, отримані шляхом зведення їх номінальних значень до базових. За базу зведення були взяті характеристики циліндричної зубчастої передачі, які найбільш часто використовуються у механічних приводах.

Таблиця 1

Номінальні характеристики основних типів механічних передач

Передачі		Характеристики передач								
Назва	K	P_{\max} , кВт	V_{\max} , м/с	$L_{h\max}$, год	$\eta_{\text{ср}}$	u_{\max}	L'	m'	C'	
Клинопасова	P1	50	25	5000	0,94...0,96	8	5	0,5	0,3	
Плоскопасова	P2	50	25	4000	0,95...0,97	8	4	0,4	0,2	
Зубчатопасова	P3	100	50	8000	0,96...0,98	12	2,5...3	0,3	0,8...0,2	
Зубчаста циліндрична закрита	R1	5000	50	40 000	0,96...0,98	6,3	1	1	1	
Зубчаста конічна закрита	R2	4000	30	36 000	0,95...0,97	6,3	1,6...2	1...1,2	1,7...2,2	
Планетарна	$u = 3...9$	R4	5000	50	36 000	0,95...0,97	3...9	0,7...1	0,93...0,73	1,5...1,25
	$u = 9...16$		5000	50		0,94...0,96	7...16	0,8...1,1	0,95...0,8	1,6...1,3
Хвильова	8...315	R5	150	30		0,7...0,9	80...315	0,5...0,6	0,05...0,15	1,7...1,5
Черв'ячна	Z1=1	R3	60	25	15 000	0,725	30...80	1...1,6	1,04	1,55...1,4
	Z1=2					0,775	14...30			
	Z1=4					0,825	8...14			
Зубчаста циліндрична відкрита	Z1	5000	40	32 000	0,93	6,3	0,8	0,6	0,75	
Зубчаста конічна відкрита	Z2	500	25	30 000	0,92	6,3	1,6	1	1,5	
Ланцюгова відкрита	L1	120	10	12 000	0,92	6	1,6	0,25	0,2	
Ланцюгова закрита	L2	120	12	16 000	0,965	6	1,6	0,5	0,35	
Фрикційні	F	20	25	5000	0,85...0,95	7	1,5...2	1,5	0,8	

Зведення характеристик виконувалося обчисленням відношень такого вигляду: $P'_i = \frac{P_{ij}}{P_{iZP}}$, де P'_i – відносний параметр j -ї передачі; P_{ij} – i -й номінальний параметр j -ї передачі; P_{iZP} – i -й номінальний параметр зубчастої циліндричної передачі.

У результаті було складено зведену таблицю відносних характеристик (див. табл. 2), в якій тільки параметр економічності передач (ККД) подано своїм номінальним середнім значенням.

Розширення кількості механічних передач та їхніх характеристик дозволило запропонувати новий вид цільової функції, яка оперує значно більшою кількістю варійованих параметрів:

$$F = \{k_{P_{\max}} P'_{\max} + k_{V_{\max}} V'_{\max} + k_{L_{h\max}} L'_{h\max} + k_{u_{\max}} u'_{\max} + k_{\eta} \eta_{\text{ср}} - k_l l' - k_m m' - k_c c'\} \rightarrow \max, \quad (3)$$

де P'_{\max} – відносна максимальна потужність, яка передається;

V'_{\max} – відносна максимальна швидкість передачі;

$L'_{h\max}$ – відносна максимальна експлуатаційна довговічність передачі в годинах напрацювання;

u'_{\max} – відносне максимальне передаточне число;

$\eta_{\text{ср}}$ – середній ККД передачі (середнє значення з діапазону, рекомендованого для даного типу передач, табл. 1);

$k_{P_{\max}}, k_{V_{\max}}, k_{L_{h\max}}, k_{u_{\max}}, k_{\eta}, k_l, k_m, k_c$ – вагові коефіцієнти відповідно при зведеній максимальній потужності, максимальній зведеній швидкості, максимальній зведеній довговічності, максимальному зведеному передаточному числі, середньому ККД, відносному габаритному розмірі, відносній масі, відносній вартості.

Залежність (2), що відображає функціональний зв'язок між ваговими коефіцієнтами, набиратиме вигляду:

$$k_{P_{\max}} + k_{V_{\max}} + k_{L_{h\max}} + k_{u_{\max}} + k_{\eta} + k_l + k_m + k_c = 1. \quad (4)$$

Зведені характеристики основних механічних передач

Передачі		Характеристики передач								
Назва	K	P'_{\max} , кВт	V'_{\max} , м/с	$L'_{h\max}$, год	$\eta_{\text{сер}}$	u'_{\max}	L'	m'	C'	
Клинопасова	P1	0,01	0,5	0,125	0,95	1,27	5	0,5	0,3	
Плоскопасова	P2	0,01	0,5	0,1	0,96	1,27	4	0,4	0,2	
Зубчастопасова	P3	0,02	1	0,2	0,97	1,9	2,5...3	0,3	0,8...0,2	
Зубчаста циліндрична закрита	R1	1	1	1	0,97	1	1	1	1	
Зубчаста конічна закрита	R2	0,08	0,6	0,9	0,965	1	1,6...2	1...1,2	1,7...2,2	
Планетарна	$u = 3...9$	R4	1	1	0,9	0,96	0,48...1,43	0,7...1	0,93...0,73	1,5...1,25
	$u = 9...16$		1	1		0,95	1,1...2,54	0,8...1,1	0,95...0,8	1,6...1,3
Хвильова	8...315	R5	0,03	0,6	0,8	12,7...50	0,5...0,6	0,05...0,15	1,7...1,5	
Черв'ячна	Z1=1	R3	0,012	0,5	0,375	0,725	4,76...12,7	1...1,6	1,04	1,55...1,4
	Z1=2					0,775	2,22...4,76			
	Z1=4					0,825	1,27...2,22			
Зубчаста циліндрична відкрита	Z1	1	0,8	0,8	0,93	1	0,8	0,6	0,75	
Зубчаста конічна відкрита	Z2	1	0,5	0,75	0,92	1	1,6	1	1,5	
Ланцюгова відкрита	L1	0,024	0,2	0,3	0,92	0,95	1,6	0,25	0,2	
Ланцюгова закрита	L2	0,024	0,24	0,4	0,965	0,95	1,6	0,5	0,35	
Фрикційні	F	0,004	0,5	0,125	0,9	1,1	1,5...2	1,5	0,8	

Природно, що при збільшенні кількості вагових коефіцієнтів ускладнюється процедура обчислення їхніх значень, особливо для приводів військової техніки, рівень відповідальності яких найвищий. До них висувають одночасно декілька вимог щодо експлуатаційних характеристик: габаритів, маси, довговічності, вартості тощо.

Однак вже на даному етапі дослідження можна вказати суттєві переваги пошуку проектного рішення при автоматизованому синтезі структури механічних приводів раціональної структури за методикою, що пропонується:

- у разі збільшення варійованих параметрів цільової функції (3) з'являється можливість врахувати максимальну кількість характеристик механічних передач, отже, більш точно й всебічно оцінити й визначити найбільш раціональний варіант механічного приводу;

- використання відносних характеристик механічних передач замість номінальних дозволяє значно формалізувати процес пошуку раціональної структури приводу при її автоматизованому синтезі;

- з'являється можливість модернізації програми Mechanical Drive автоматизованого синтезу структури механічного приводу та розрахунку його параметрів із застосуванням більш ефективного алгоритму, отриманого на основі описаної методики.

Висновки

Розроблена систематизація механічних передач та сукупності їхніх відносних характеристик для використання у пошуку остаточного проектного рішення при автоматизованому синтезі раціональної структури механічних приводів машин.

Для підвищення ефективності й точності визначення раціональної структури механічного приводу машин при її автоматизованому синтезі запропонована удосконалена цільова функція, яка враховує максимальну кількість характеристик механічних передач, що входять до складу приводу.

Перспективними у даному напрямку досліджень є:

- модернізація алгоритму й програми Mechanical Drive автоматизованого синтезу структури механічного приводу і розрахунку його параметрів;

- пошук методики оцінювання значень вагових коефіцієнтів параметрів;
- розроблення методики введення у цільову функцію як варійованого параметра ймовірності безвідмовної роботи як основного показника надійності, особливо важливого для машин спеціального призначення.

Список використаних джерел

1. Літовченко, П. І. Автоматизований синтез і розрахунок параметрів механічних приводів на основі нового підходу до їх систематизації [Текст] / П. І. Літовченко, В. А. Сало, Л. П. Іванова // Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України. – Х. : Акад. ВВ МВС України, 2011. – Вип. 2(18). – С. 11–14.
2. Літовченко, П. І. Автоматизований синтез і розрахунок механічного приводу раціональної структури [Текст] / П. І. Літовченко, В. А. Сало, Л. П. Іванова // Наукове забезпечення процесів службово-бойової діяльності Національної гвардії України : зб. тез доп. VII наук.-практ. конф., Харків, 31.03.2016 р. – Х. : НА НГУ, 2016. – С. 38.
3. Чернилевский, Д. В. Детали машин. Проектирование технологического оборудования [Текст] / Д. В. Чернилевский. – М. : Машиностроение, 2003. – 560 с.
4. Назначение, область применения и основные типы механических передач [Електронний ресурс]. – Режим доступу : [www/URL:http://rudocs.exdat.com/docs/index-274014.html](http://www.URL:http://rudocs.exdat.com/docs/index-274014.html) (дата звернення: 19.11.16). – Назва з екрана.

Стаття надійшла до редакції 21.11.2016 р.

УДК 62.235: 63.231

П. И. Литовченко, Л. П. Иванова, В. Н. Нечипоренко, Б. Н. Кушнир, В. Н. Маслий

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЦЕЛЕВОЙ ФУНКЦИИ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ РАЦИОНАЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ

Предложен новый вид целевой функции и методика приведения кинематических, силовых, энергетических и эксплуатационных характеристик механических передач при автоматизированном синтезе рациональной структуры и расчете параметров механического привода военных машин.

Ключевые слова: механический привод, автоматизированный синтез рациональной структуры привода, характеристики механических передач, эксплуатационные требования к механическим приводам, программа автоматизированного синтеза структуры и расчета параметров механического привода.

UDC 62.235: 63.231

P. I. Litovchenko, L. P. Ivanova, V. M. Nechyporenko, B. M. Kushnir, V. M. Masliy

PERFECTION OF THE OBJECTIVE FUNCTION MECHANICAL DRIVE OF RATIONAL STRUCTURE

A new view of the objective function and the method of bringing the kinematic, strength, energetical and operational parameters of mechanical transmissions for automated synthesis of rational structure and calculation of parameters of the mechanical drive military vehicles.

Keywords: mechanical drive, automated synthesis of a rational structure of the drive, the mechanical characteristics of the transmission, the operational requirements for mechanical drives, the program of automated synthesis and calculation of mechanical drive parameters.

Літовченко Петро Іванович – кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри інженерної механіки Національної академії Національної гвардії України.

Іванова Лариса Петрівна – старший викладач кафедри інженерної механіки Національної академії Національної гвардії України.

Нечипоренко Володимир Миколайович – кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри інженерної механіки Національної академії Національної гвардії України.

Кушнір Богдан Миколайович – курсант Національної академії Національної гвардії України.

Маслій Владислав Миколайович – курсант Національної академії Національної гвардії України.