

рез 800 часов после начала испытаний стали появляться сколы вершин зубьев. Этот факт объясняется тем, что максимальная нагрузка в зубьях начинает действовать в начале линии зацепления вследствие того, что в этих парах зубьев реальный коэффициент перекрытия равен или близок к единице.

Список литературы: 1. Способ вибрационной диагностики нагруженности зубьев зубчатых передач при испытаниях: пат. 4261 Респ. Беларусь, МПКС2 G01 M13/02 / *Берестнев О.В., Ишин Н.Н., Басинюк В.Л., Берестнев Я.О., Басинюк Я.В.*, заявитель Институт надежности машин НАН Беларуси. – а.19980960 заявл. 21.10.1998; опубл. 30.12.01 // Афицыйны бюлетэнь / Дзярж. пат. ведамства Рэсп. Беларусь. – 2001. – №4. – С.171. 2. *Берестнев Я.О.* Новые методы экспериментального определения критериев параметров динамических систем приводных механизмов / *Я.О. Берестнев, Н.Н. Ишин.* – Минск: УП "Технопринт", 2004. – 117с. 3. Комплексный контроль и повышение качества зубчатых приводных механизмов для машиностроения / *О.В. Берестнев, В.Е. Антонович, Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.Н. Панов, А.С. Скороходов и др.* – Мн.: БелГИСС, 2009. – 115с. 4. *Ишин Н.Н.* Вибромониторинг остаточного ресурса зубчатых передач / *Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов* // Вестник Брестского Государственного Технического университета, Серия "Машиностроение". – №4(52). – 2008. – С.52-57. 5. Справка-отчет о научно-исследовательской работе "Разработка экспериментально-аналитического метода оценки остаточного ресурса лимитирующих деталей приводных механизмов машин по параметрам ударных виброимпульсов" по договору №Т11-014 с БРФФИ от 15.04.2011. Этап 02: "Разработка расчётно-экспериментальной методики стеновых испытаний зубчатых колёс на контактную выносливость с рассмотрением сопряжённых пар зубьев как отдельных объектов испытаний с передаточным отношением равным единице и учетом реального коэффициента перекрытия". – Мн.: ОИМ НАН Беларуси, 2011. – 12с. 6. *Ишин Н.Н.* Влияние динамических процессов в прямозубых зубчатых передачах на коэффициент перекрытия / *Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов* // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2010. – №27. – С.61-75. 7. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – М.: Издательство стандартов, 1988. – 125с. 8. ISO 6336-5-2003. Calculation of load capacity of spur and helical gears. – Part 5: Strength and quality of materials. 9. *Когаев В.П.* Прочность и износостойкость деталей машин / *В.П. Когаев, Ю.Н. Дроздов.* – М.: Высш. шк., 1991. – 319с. 10. *Иванов М.Н.* Детали машин / *М.Н. Иванов, В.А. Финогенов.* – М.: Высш. шк., 2002. – 408с. 11. *Керимов Ф.Ю.* Теоретические основы сбора и обработки информации о надёжности машин. Учебное пособие / *Ф.Ю. Керимов.* – Московский автомобильно-дорожный институт (МАДИ), 1979. – 135с.

Поступила в редколлегию 20.04.12

УДК 621.831

П.М. КАЛІНІН, к.т.н., доц., професор каф. ІМ Акад. ВВ МВС України, Харків

ОПТИМАЛЬНО-РАЦИОНАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

У статті представлена методологія розробки системи оптимально-раціонального проектування зубчатих редукторів, що входять до складу трансмісії автомобіля. Запропоновано пошук оптимально-раціональних рішень здійснювати методом допустимих множин. Наведено ілюстративний приклад застосування запропонованої методології проектування.

В статье представлена методология разработки системы оптимально-рационального проектирования зубчатых редукторов, входящих в трансмиссию автомобиля. Предложен поиск оптимально-рациональных решений осуществлять методом допустимых множеств. Приведен иллюстративный пример применения предложенной методологии проектирования.

In the article the presented methodology of development of the system of the optimally-rational planning of toothed reducing gears that enter in the complement of car transmission. The search of optimally-rational decisions to carry out the method of possible great numbers is offered. An illustrative example of application of the offered methodology of planning is made.

Постановка проблеми. Створення конкурентоспроможних конструкцій машин, зокрема транспортних, підвищення їх надійності, істотно поліпшення їх якості і технічного рівня залишається актуальною проблемою, яка пов'язана із можливістю вирішення складних задач оптимального проектування технічних об'єктів (ТО), зокрема зубчастих редукторів.

Ефективність оптимального проектування зубчастих редукторів пов'язана із проблемою багатокритеріального оцінювання проектних рішень, що суттєво ускладнюється численною множиною зв'язків між параметрами, що характеризують стан подібних технічних систем і різноманітними ознаками їх якості, обмеженою інформативністю одиничних показників якості, а також суб'єктивністю результатів їхнього згортання в інтегральний критерій на основі експертно устанавлюваного вектора пріоритетів.

Розробка питань оцінювання технічної досконалості зубчастих редукторів та формалізації технологій управління якістю їх проектування безумовно слід вважати актуальною задачею.

Аналіз літературних джерел. В даний час можна вважати загальновідомим, що проблема оптимізації є однією із центрових у техніці. Яку б задачу не вирішував інженер, він завжди намагається знайти найкраще рішення – вибрати оптимальний варіант: оптимальний варіант проекту, оптимальний варіант конструкції, оптимальний варіант технології виготовлення тощо. В науково-технічних роботах, що присвячені проблемам оптимального проектування ТО розглядається широке коло задач [1-4], зокрема технічного вдосконалення окремих елементів зубчастих приводів та приводів у цілому [5-10], але загальної методології оптимального проектування технічних об'єктів не створено.

Ускладнення задач технічного проектування полягає у тому, що вони, безумовно, є багатокритеріальними, нелінійними, із суперечливими цільовими функціями, а тому інженеру-конструктору важко вибрати обґрунтоване компромісне рішення. Класичні методи оптимізації і більшість нових пошукових методів оптимізації призначені, як правило, лише для рішення однокритеріальних задач. Для успішного рішення багатокритеріальної задачі проектування проблемним постає і обґрунтоване визначення припустимої множини параметрів оптимізації проектованого ТО.

Характерними обмеженнями, що стримують широке впровадження методів оптимізації в інженерну практику, є недостатні обсяги статистичних даних, неконтрольованість точності рішень, що базуються на експертній інформації, відсутність єдиного універсального підходу до побудови математичних моделей ТО, які відображають послідовно-ітераційний процес проектування багатокомпонентних виробів системної складності.

Відсутність загальних методів оптимального проектування ТО, зокрема, зубчастих редукторів спонукає пошуку та розробці часткових методів.

У роботі [8] деякі питання оптимально-раціонального проектування ТО на прикладі зубчастого електромеханічного привода із використанням методу допустимих множин вже розглядалися. У розвиток означених питань, з метою подальшого вирішення проблем оптимально-раціонального проектування технічних об'єктів, зокрема ЗП, і розробляється дана стаття.

Мета роботи. Розробка методології оптимально-раціонального проектування ТО, зокрема, зубчастих редукторів автомобіля, що може використовуватись як механізм керування якістю проектування ТО.

Основна частина. Постановки задачі оптимального проектування ТО пов'язана із вирішенням традиційних проблем: побудови проектно-математичної моделі (ПММ) об'єкту проектування $O = D(\alpha)$, вибору вектора параметрів оптимізації $\alpha(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_r)$, складання вектора критеріїв якості $\hat{O}(\hat{O}_1, \hat{O}_2, \dots, \hat{O}_n)$, вибору методу пошуку оптимального рішення.

Процес оптимально-раціонального проектування ТО, що наведений на рисунку, у загальному виді зводиться до таких етапів.

Після аналізу технічного завдання на проектування (етап 1) приступають до етапу 2 – формування множини G моделі ТО.

Якість проектованого ТО залежить від r параметрів $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_r$, що є координатами вектора $\alpha(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_r)$ у просторі параметрів G_α .

Для кожної точки α простору G_α параметрів ТО, яка задовільняє параметричним $\alpha_j^* \leq \alpha_j \leq \alpha_j^{**}$ ($j = \overline{1, r}$) та функціональним $f_t(\alpha) \leq 0$ ($t = \overline{1, m}$) обмеженням з використанням ПММ визначають характеристики ТО і його вектор якості $O(O_1, O_2, O_3, \dots, O_n)$, що формує множину G_δ . Таким чином множина $G = G_\alpha + G_\delta$ представляє інформаційний портрет проектованого ТО.

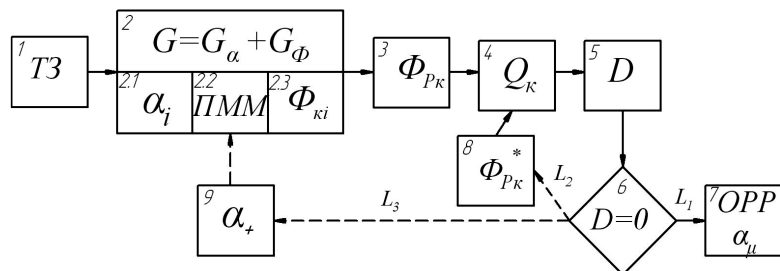


Рисунок – Блок-схема методу допустимих множин

Після повного сканування простору G_α параметрів ТО визначають для усіх n критеріїв якості граничні значення $\hat{O}_k^*, \hat{O}_k^{**} : \hat{O}_k^* \leq \hat{O}_k \leq \hat{O}_k^{**}$ ($k = \overline{1, n}$). "Рада спеціалістів" після аналізу граничні значення критеріїв якості установлює допустимі обмеження на критерії якості \hat{O}_{pj} ($j = \overline{1, n}$) та можливо формує функціональні обмеження $F_t(\hat{O}_j) \leq 0$ (етап 3). До речі при формуванні

критеріїв якості $\hat{O}_1, \hat{O}_2, \hat{O}_3, \dots, \hat{O}_n$ прийнято що кращий варіант ТО відповідає меншому значенню критерію якості. Якщо "Раді спеціалістів" не вдається встановити бажані допустимі обмеження \hat{O}_{pj} , то треба більш докладніше просканувати простір Ω у додаткових точках α_+ . Після встановлення допустимих обмежень \hat{O}_p на критерії якості визначають можливі множини Q_k параметрів, що задовольняють усім обмеженням $\hat{O}_k \leq \hat{O}_{pk}$ (етап 4). На етапі 5 будують множину D допустимих множин ($D = Q_1 \cap Q_2 \cap Q_3 \cap \dots \cap Q_n$). На етапі 6 перевіряють повноту множини D . У разі $D = 0$ "РАДА спеціалістів" або пом'якшує допустимі границі критеріїв якості \hat{O}_{pj}^+ (8) або вибирає додаткові точки α_+ (9) простору параметрів і збільшує інформаційну множину G подальшою перевіркою множини D допустимих рішень.

У разі $D = 0$ усі i точок $\alpha_\mu \in D$ вважаються оптимально-раціональними рішеннями (ОРР) поставленої задачі проектування ТО, бо усі вони задовольняють встановленим критеріям якості.

До речі у разі великої кількості μ оптимально-раціональних рішень α_μ можна встановити більш жорсткі обмеження \hat{O}_p^+ на деякі критерії якості і зменшити кількість ОРР.

Проектно-математична модель технічного об'єкта, зокрема, ПММ "Зубчастий редуктор" складається із аналітичних залежностей, таблиць, графічних даних, рекомендацій та вимог ДСТУ, ГОСТів і таке інше. Універсальної та єдиної ПММ "Зубчастий редуктор" не існує. Звичайно така ПММ оформлюється у вигляді комп'ютерної програми, що включає прийняту у практиці методику проектування та інформаційну базу із необхідним довідковим матеріалом. Розроблена ПММ "Зубчастий редуктор" орієнтована на сучасні підходи до проектування зубчастих редукторів трансмісії автомобіля і представлена у виді комп'ютерної програми [11, 12]. Модульний принцип побудови ПММ відповідає самій ідеології проектування, яка дозволяє змінювати параметри оптимізації та критерії якості, уточнювати методики проектування окремих елементів, без зміни інших модулів.

До переліку важливих проблем оптимального синтезу є вибір множини параметрів оптимізації. Необгрунтоване збільшення параметрів оптимізації ускладнює задачу і, як правило, ускладнює пошук оптимального рішення. Ефективності постановки задачі оптимізації передують пошук ефективних параметрів оптимізації. За методом допустимих множин такий пошук здійснюється автоматично у процесі аналізу таблиць іспитів та вибору границь критеріїв якості.

Для ілюстрації викладеної методології проектування ТО розглянемо, як приклад, проектування звичайної циліндричної зубчастої передачі, яка є основним елементом будь-якого зубчастого редуктора трансмісії автомобіля.

Нехай за технічним завданням треба спроектувати закрити циліндричну зубчасту передачу за наступними вихідними даними: $T_1 = 214,7$ Н·м – крут-

ний момент на вхідній ланці передачі; $n_1 = 250$ об/хв – частота обертання вхідної ланки передачі; $u = 5$ – передаточне число; режим навантаження – "Важкий"; тип навантаження – нереверсивний; коефіцієнт перевантаження $K_f = 2,2$; термін роботи – $L_{дв} = 5$ років, $\varepsilon_{ад} = 0,3$, $\varepsilon_{дв} = 0,5$; твердість матеріалів зубчастих коліс: $HB_1 = 280$, $HB_2 = 240$.

У якості вектора параметрів оптимізації був обраний вектор: $\alpha(\alpha_1, \alpha_2) = (z_1, \psi_{bd})$. Тут z_1 – число зубців шестерні; ψ_{bd} – коефіцієнт відносної ширини, на які були накладені обмеження $18 < \alpha_1 \leq 25$ та $0,8 \leq \alpha_2 \leq 1,4$.

Розглядаємо задачу проектування зубчастої передачі як багатокритеріальну. Для відпрацювання методики проектування сформульовані 10 локальних критеріїв якості O_k : $O_1 = a_w$; $O_2 = b_w$; $O_3 = d_2$; $O_4 = L = a_w + 0,5(d_{a1} + d_{a2})$; $O_5 = V = \pi(b_1 \cdot d_1^2 + b_2 \cdot d_2^2) / 4$; $O_6 = \Delta_H$; $O_7 = \varepsilon_\alpha$; $O_8 = S = \pi(d_1^2 + d_2^2) / 4$; $O_9 = R = \text{sqrt}(F_t^2 + F_r^2)$; $O_{10} = F_{ab}$ [12].

Обрані критерії якості характеризують габаритні розміри зубчастої передачі, напружений стан зубчастого зачеплення і сили, що діють на вал у радіальному та осьовому напрямку. Останні параметри (сили) впливають на працездатність валів, що підтримують зубчасті колеса, та їх опори.

Для побудови інформаційної множини $G_{\hat{O}}$ використовувалась проектно-математична модель у вигляді комп'ютерної програми DM30. Побудована множина $G_{\hat{O}}$ критеріїв наведена у таблиці 1.

Таблиця 1 – Елементи множини $G_{\hat{O}}$

i	\hat{O}_1	\hat{O}_2	\hat{O}_3	\hat{O}_4	\hat{O}_5	\hat{O}_6	\hat{O}_7	\hat{O}_8	\hat{O}_9	\hat{O}_{10}
1	230.0	60.00	383.3	468.0	7212.	-8.133	1.565	6006.	2049.	239.9
2	210.0	56.00	350.0	427.0	5616.	4.351	1.594	6568.	2016.	200.0
3	220.0	56.00	366.7	447.0	6163.	-4.984	1.611	6266.	1828.	219.5
4	220.0	56.00	366.7	445.5	6163.	-2.494	1.618	6280.	2173.	219.5
5	200.0	67.00	333.3	407.0	6092.	1.183	1.575	6901.	2229.	181.4
6	210.0	67.00	350.0	427.0	6716.	-3.881	1.594	6568.	2016.	200.0
7	220.0	71.00	366.7	447.0	7810.	-10.84	1.611	6266.	1828.	219.5
8	200.0	67.00	333.3	405.0	6092.	-9.778	1.618	6908.	2390.	181.4
9	200.0	80.00	333.3	407.0	7274.	-6.555	1.575	6901.	2229.	181.4
10	210.0	80.00	350.0	427.0	8020.	-11.27	1.594	6568.	2016.	200.0
11	190.0	75.00	316.7	386.0	6156.	2.294	1.599	7262.	2291.	163.7
12	200.0	80.00	333.3	405.0	7274.	-8.550	1.618	6908.	2390.	181.4
13	200.0	90.00	333.3	407.0	8181.	-11.59	1.575	6901.	2229.	181.4
14	180.0	90.00	300.0	366.0	6627.	.1687	1.594	7663.	2352.	147.0
15	190.0	85.00	316.7	386.0	6990.	-3.525	1.599	7262.	2291.	163.7
16	180.0	80.00	300.0	364.5	5892.	3.184	1.618	7676.	2656.	147.0

У таблиці 2 представлена перебудована у вигляді таблиці іспитів частина множини $G_{\hat{O}}$, у якій усі іспити упорядковані відносно погіршення кожного локального критерію якості \hat{O}_k .

Аналіз множини G показав, що оптимального значення (кращого варіанта за усіма критеріями \hat{O}_k) у просторі G не має (див. першу строку таблиці 1).

У таблиці 2 представлена перебудована у вигляді таблиці іспитів частина множини $G_{\hat{O}}$, у якій усі іспити упорядковані відносно погіршення кожного локального критерію якості \hat{O}_k .

Аналіз множини G показав, що оптимального значення (кращого варіанта за усіма критеріями \hat{O}_k) у просторі G не має (див. першу строку таблиці 1).

Після визначення границь зміни локальних критеріїв якості і встановлення обмежень \hat{O}_{Dk} були побудовані множини D допустимих рішень (таблиця 3).

Таблиця 2 – Таблиця іспитів

i	\hat{O}_1	i	\hat{O}_2	i	\hat{O}_3	i	\hat{O}_4
14	180	2	56	14	300	16	365
16	180	3	56	16	300	14	366
11	190	4	56	11	317	11	386
15	190	1	60	15	317	15	386
5	200	5	67	5	333	8	405
8	200	6	67	8	333	12	405
9	200	8	67	9	333	5	407
12	200	7	71	12	333	9	407
13	200	11	75	13	333	13	407
2	210	9	80	2	350	2	427
6	210	10	80	6	350	6	427
10	210	12	80	10	350	10	427
3	220	16	80	3	366	4	446
4	220	15	85	4	366	3	447
7	220	13	90	7	366	7	447
1	220	14	90	1	383	1	468

Таблиця 3 – Результати проектування

k	Границі \hat{O}_k^* , \hat{O}_k^{**}		Варіанти обмежень на критерії \hat{O}_k				
	Var1	Var2	Var3	Var4	Var5		
1	180	220	≤ 210	< 200	≤ 200	< 200	≤ 200
2	56	90	< 90	< 70	< 80	< 80	< 70
3	300	383	≤ 350	≤ 350	≤ 350	≤ 350	≤ 350
4	364	468	≤ 430	≤ 410	≤ 410	≤ 410	≤ 410
5	5616	8181	≤ 8000	≤ 7000	≤ 7000	≤ 7000	≤ 7000
6	-11,64	4,351	≤ 5	≤ 5	≤ 5	≤ 5	≤ 5
8	1,618	1,565	≤ 7500	≤ 7500	≤ 7500	≤ 7500	≤ 7500
9	6006	7676	≤ 2500	≤ 2500	≤ 2500	≤ 2500	≤ 2500
10	1828	2656	≤ 200	≤ 200	≤ 200	≤ 200	≤ 200
D	9	0	3(5,8,11)	1(11)	2(5,8)		

На другому етапі експерименту (див. рисунок 1) "Рада спеціалістів" встановлює обмеження на критерії оптимізації. Відзначимо, що запропонований метод оптимізації з використанням "Ради спеціалістів" не потребує створювати суб'єктивний глобальний критерій якості, не вимагає комбінувати, зменшувати один критерій за рахунок інших. Спеціалістам можна запропонувати один стовпець таблиці іспитів і запропонувати назначити одне обмеження на відповідний критерій якості, а далі це повторити з іншими стовпцями таблиці іспитів. Зрозуміло, що "Рада спеціалістів" зацікавлена в тому, щоб усі \hat{O}_k^{**} були як краще, однак вона розуміє, що якщо вибирати \hat{O}_k^{**} занадто і не обгрунтовано малими, то множина допустимих рішень D може бути пустою.

Після визначення границь зміни локальних критеріїв якості і встановлення обмежень \hat{O}_{Dk} (5 варіантів обмежень) були побудовані множини D допустимих рішень (таблиця 3).

За 1 варіантом обмежень одержали досить велику кількість оптимально-раціональних рішень ($\mu = 9$).

Зміна критеріальних обмежень (варіант 2 обмежень), що була пов'язана з бажанням обмежити габаритні розміри a_w , b_w , L передачі, привела до того, що множина D виявилася пустою ($\mu = 0$). При послабленні обмежень на a_w ,

b_w (варіант 3 обмежень) визначено 3 оптимально-раціональних рішення (іспити 5, 8, 11). Більш жорсткі умови на a_w , b_w (варіант 4 обмежень) приводять до множин ОРР розміром 1 (іспит 11).

У разі потреби обмежити ширину b_w зубчастої передачі (варіант 5 обмежень) розмір множини ОРР дорівнює двом (іспити 5 та 8).

У разі, коли розмір множини D допустимих значень склав 1 (іспит $k=11$, варіант обмежень 4), то вважаємо, що іспит 11 є оптимально-раціональним варіантом параметрів зубчастої передачі, яка задовольняє усім прийнятими критеріальними обмеженнями.

У разі, коли розмір множини D допустимих значень більше 1 ($\mu > 1$), то кожен з цих варіантів може вважатися оптимально-раціональним, бо кожен μ варіант задовольняє прийнятими обмеженнями на показники якості.

Відзначимо, що у запропонованому методі аналіз множин G_o дозволяє знайти несуттєві критерії або значення яких мало міняються і які у подальшому можуть бути виключені із розрахунків. У розглянутому прикладі на 3 етапі було виключено критерій O_7 , бо його значення мало мінялося і за усіма точками іспитів є задовільними.

До найбільш важливих результатів аналізу таблиць іспитів варто віднести визначення ресурсних можливостей моделей за усіма локальними критеріями якості.

Аналіз множини G показав, що оптимального значення (кращого варіанта за усіма критеріями) у просторі G не має. У подальшому можна збільшити розмірність простору G шляхом проведення додаткових іспитів, але це не гарантує знаходження найкращого варіанту. До речі не відомо чи є взагалі такий найкращий варіант. Практика проектування технічних об'єктів стверджує, що таких варіантів не існує.

Запропонована методологія (рисунок 1) управління якістю проектування за рахунок зміни обмежень на критерії якості ТО є логічною до прийнятої у практиці методики проектування.

Розглянута методика дозволяє проектувальникам і замовникам вводити в розгляд стільки локальних критеріїв, скільки необхідно. Такий підхід варто вважати найбільш правильним і перспективним при розгляді складних багато параметричних і багатокритеріальних задач комплексного проектування машин і конструкцій, зокрема зубчастих редукторів.

До речі побудова інформаційної множини G може здійснюватися різними шляхами (різними розрахунковими програмами, експериментальними або статистичними даними тощо) і шляхи побудови множини G не впливають на запроповану методологію оптимально-раціонального проектування ТО. Звичайно на якість проектування впливає як кількість точок простору G та і їх інформативність, що залежить від методів сканування простору G , проте ці питання у даній роботі не розглядаються.

Висновки:

1. Розроблена методологія оптимально-раціонального проектування тех-

нічного об'єкту, зокрема, зубчастих редукторів автомобіля, що може використовуватись як механізм керування якістю проектування ТО.

2. Для рішення задачі оптимального проектування зубчастих редукторів трансмісії автомобіля запропоновано використовувати прямий метод допустимих множин, який дозволяє при виборі оптимально-раціональних рішень не обмежувати кількість критеріїв якості і враховувати кожний з них, а також керувати процесом вибору оптимально-раціонального рішення.

Список літератури: 1. Фролов К.В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения. – М.: Машиностроение, 1984. – 224с. 2. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Регсдел К. Оптимизация в технике. В 2-х кн. Пер. с англ. – М.: Мир, 1986. – 350с. 3. Хог Э., Арора Я. Прикладное оптимальное проектирование. Механические системы и конструкции. – М.: Мир, 1983. – 480с. 4. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Наука, 1981. – 110с. 5. Расчет и проектирование зубчатых редукторов: Справочник / В.Н. Кудряцев, И.С. Кузьмин, А.Л. Филиппов; Под общ. ред. В.Н. Кудряцева. – СПб.: Политехника, 1993. – 448. 6. Заблонский К.И. Детали машин. – Одеса: Астропринт, 1999. – 404с. 7. Дослідження та проектування електромеханічних приводів / Гапонов В.С., Калінін П.М. та ін. – Харків: НТУ "ХП", 2000. – 202с. 8. Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В. Оптимально-раціональне проектування зубчастого електромеханічного приводу // Вісник НТУ "ХП": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків, 2006. – №22. – С.42-49 9. Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В. Про можливості і методи забезпечення плавності зацеплення привідних зубчастих передач // Вісник НТУ "ХП": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків, 2010. – Вип.27. – С.81-88. 10. Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В. До питання оптимального синтезу планетарної зубчастої передачі // Вісник НТУ "ХП": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків, 2007. – Вип.21. – С.221-229. 11. Калінін П.М., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В. Система експрес діагностування працездатності елементів головної передачі автомобіля Вісник НТУ "ХП": Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків, 2008. – Вип.28. – С.116-120. 12. Калінін П.М. Деталі машин. Зубчастий редуктор. Практикум. – Харків: Акад. ВВ МВС України, 2006. – 218с.

Надійшла до редколегії 30.04.12

УДК 621.833.38

А.В. КЛОЧКОВ, начальник редукторного цеха ОАО "ЭЗТМ",
Электросталь, Московская обл., Россия;
С.А. ЛАГУТИН, к.т.н., ведущий конструктор ОАО "ЭЗТМ";
Б.С. УТКИН, к.т.н., ведущий конструктор ОАО "ЭЗТМ"

МОДИФИКАЦИЯ ГЕОМЕТРИИ ЗУБЧАТЫХ МУФТ

Для повышения износостойкости зубчатых муфт продольная линия зубьев втулки выполняется по профилю "естественной модификации", которую зуб приобретает в процессе износа. Равнопрочность зубьев обоймы и втулки достигается двумя способами: (1) использованием специальных зуборезных инструментов с тангенциальной коррекцией исходного контура, (2) высотной коррекцией при нарезании зубьев стандартными долбяками и червячными фрезами. Совершенствование геометрии зубчатых муфт обеспечивает повышение их нагрузочной способности на 25...30%. Все предложенные методы обработки и алгоритмы расчета подтверждены производственной практикой ОАО "ЭЗТМ".