

**П. М. КАЛІНІН, Ю. О. ОСТАПЧУК, Ю. В. ЖЕРЕЖОН-ЗАЙЧЕНКО, О. М. КИРИЧЕНКО**

### **ДО ПИТАННЯ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ЧЕРВ'ЯЧНО-ЦИЛІНДРИЧНИХ РЕДУКТОРІВ**

Розглянута задача багатокритеріального оптимального проектування ступінчастого черв'ячно-циліндричного редуктора з нижнім розташуванням архімедова черв'яка. Розроблена проектно-математична модель редуктора і на прикладі параметричної оптимізації визначеного редуктора за обраними критеріями якості визначені ефективні параметри оптимізації та досліджена задача розподілу загально передаточного числа редуктора. Для вирішення оптимізаційної задачі застосовується метод допустимих множин. Наведені результати чисельного аналізу інформаційної множини спроектованого редуктора. Для забезпечення картерної системи мащення і зменшення висоти редуктора запропонована зміна алгоритму розрахунку циліндричної передачі. Проаналізовані рекомендації по розподілу передаточних чисел по ступеням редуктора та наведені рекомендації до вибору оптимально-раціональних проектних рішень при різних обмеженнях на критерії якості. Зроблені висновки по результатам проведених досліджень.

**Ключові слова:** оптимальне проектування, черв'ячно-циліндричний редуктор, загальне передаточне число, габаритні розміри, параметри оптимізації, критерії якості, інформаційна множина, таблиця іспитів, оптимально-раціональне рішення.

**П. Н. КАЛИНИН, Ю. А. ОСТАПЧУК, Ю. В. ЖЕРЕЖОН-ЗАЙЧЕНКО, А. Н. КИРИЧЕНКО**  
**К ВОПРОСУ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЧЕРВЯЧНО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ**

Рассматривается задача многокритериального оптимального проектирования червячно-цилиндрического редуктора с нижним расположением архимедова червяка. Разработана проектно-математическая модель редуктора и на примере параметрической оптимизации конкретного редуктора определены эффективные параметры оптимизации и исследована задача оптимального распределения общего передаточного числа редуктора между его ступенями. Для исследований использован метод допустимых множеств. Приведены результаты численного анализа информационного множества проектируемого редуктора, в частности, анализ влияния числа зубьев шестерни и материала для изготовления цилиндрических колес. Для обеспечения картерной системы смазывания передач и уменьшения высоты рассматриваемого типа редукторов изменен алгоритм расчета цилиндрической передачи. Проанализированы рекомендации по распределению передаточных чисел по ступеням редуктора и приведены рекомендации по выбору оптимально-рациональных проектных решений проектируемого редуктора при разных ограничениях на критерии качества. Сделаны выводы по результатам исследований.

**Ключевые слова:** оптимальное проектирование, червячно-цилиндрический редуктор, общее передаточное число, габаритные размеры, параметры оптимизации, критерии качества, информационное множество, таблица испытаний, оптимально-рациональное решение.

**P. M. KALININ, Y. O. OSTAPCHUK, Y. V. ZHEREZHON-ZAICHENKO, O. M. KYRYCHENKO**  
**TO THE QUESTION OF OPTIMAL DESIGN OF WORM-CYLINDRICAL GEARBOXES**

The problem of multicriteria optimal design of a worm-cylinder reducer with a lower location of the Archimedean worm is considered. A design-mathematical model of a reducer has been developed, with the use of which, using the example of parametric optimization of a specific gearbox, effective optimization parameters have been determined and the problem of the optimal distribution of the overall gear ratio between its stages has been investigated. To solve this problem, we used the method of admissible sets based on the PSI design ideology. The results of numerical analysis of the information space of the reducer under study, in particular, the analysis of the influence of the number of gear teeth and material for the production of cylindrical wheels are given. To provide a crankcase lubrication system for gears and reduce the height of the type of reducers in question, an algorithm is proposed for calculating the cylindrical gear. The existing recommendations on the distribution of gear ratios over the reducer stages are analyzed and recommendations for the selection of optimal rational design solutions for the reducer under consideration are given, with different limitations on the quality criteria. Conclusions are drawn from the results of the studies. The developed software implementation of the proposed design methodology can be used as a tool for optimally-rational design of stepped gear reducers.

**Keywords:** optimal design, worm-cylinder reducer, total gear ratio, permissible stresses, crankcase lubrication, overall dimensions, optimization parameters, quality criteria, information set, test table, optimal-rational solution.

**Вступ.** Сучасний розвиток машинобудування пов'язаний з рішенням задач оптимального проектування технічних об'єктів, зокрема, зубчастих редукторів, як основних приводних елементів широкого класу машин.

Ефективність оптимального проектування зубчастих редукторів, зокрема, ступінчастих зубчастих редукторів пов'язана із проблемою багатокритеріального оцінювання проектних рішень, що суттєво ускладняється численною множиною зв'язків між параметрами редукторів і різноманітними ознаками їх якості, обмеженою інформативністю одиничних показників якості, а також суб'єктивністю результатів їхнього згортання в інтегральний критерій на основі установленого вектору пріоритетів.

До головних параметрів ступінчастих зубчастих редукторів відносять загальне передаточне число, оптимальний розподіл якого між ступенями редуктора безумовно слід вважати актуальною задачею.

**Аналіз літературних джерел.** В науково-технічних роботах, що присвячені проблемам оптимального проектування ступінчастих зубчастих редукторів, розглядається широке коло задач [1–9]. Проте загальної методології проектування таких технічних об'єктів не створено.

Ускладнення задач оптимального проектування ступінчастих зубчастих редукторів полягає у тому, що вони, безумовно, є багатокритеріальними, нелінійними, із суперечливими цільовими функціями, а окрім того відсутній загальний підхід до побудови проектно-математичних моделей (ПММ) редукторів, які включають послідовно-ітераційний процес проектування з використанням табличних та графічних даних, експертно-практичних рекомендацій, сучасних вимог технологічності та стандартизації, що взаємопов'язані та мають, зокрема, цілечислений або дискретний характер.

Відомо, що оптимальний варіант конструкції ступінчастого редуктора в значній мірі залежить від раціонального розподілу загального передаточного числа  $u_0$  між ступеннями і забезпечення повного використання несучої здатності кожного ступеня.

Розподіл передаточного числа  $u_0$  ступінчастого редуктора виконується за різними критеріями: мінімальних габаритних розмірів або маси редуктора, рівномірності усіх зубчастих передач, раціональності змазування та компоновання елементів редуктора, забезпечення високого коефіцієнта корисної дії редуктора, його вартості, інерційності тощо.

Універсальних рекомендацій до розподілу передаточного числа  $u_0$  між ступеннями, що задовольняє перерахованим вимогам, не існує, а це передбачає означену задачу розподілу  $u_0$  розглядати як часткову для кожного конкретного випадку [10] і спонукає пошуку та розробці часткових рекомендацій.

Аналіз літературних джерел показує, що питанням оптимального проектування черв'ячно-циліндричних редукторів приділено мало уваги, а існуючі рекомендації носять наближений та суперечливий характер.

Зокрема, у роботі [10] для черв'ячно-циліндричного редуктора за умовами рівномірності зубчастих коліс рекомендовано для циліндричної передачі вибирати передаточне число у діапазоні (3,15–5), що майже перекриває увесь рекомендований для закритої циліндричної передачі діапазон передаточних чисел: (3–6).

Для черв'ячно-циліндричних редукторів при загальному передаточному числі  $u_{0\max} \leq 250$  (звичайно використовують  $u_{cp} = 50 - 130$ ) рекомендовано приймати передатне число циліндричної передачі  $u_{цил} \leq 4$  [11].

Рекомендовано приймати передатне число  $u_{цил} = u_0 / u_{черв}$ , де передаточне число черв'ячної передачі  $u_{черв} = 12-16$  [12] або приймати  $u_{цил} = (0,03-0,06) \cdot u_0$  [13].

Відзначимо, що означені рекомендації носять загальний характер і не прив'язані до конкретних критеріїв якості

У роботі [14] відзначено, що для черв'ячно-циліндричних редукторів важливими параметрами є маса, коефіцієнт корисної дії та витрати бронзи на черв'ячні колеса і по цих трьом факторам показники покращуються, якщо зменшувати передаточне число  $u_{черв}$  черв'ячної передачі. Рекомендовано приймати  $u_{черв} = 8$ , якщо загальне передаточне число  $u_0 \leq 50$  і приймати  $u_{цил} = 6,3$  у разі  $u_0 > 50$ .

Аналізуючи, наведені рекомендації, відзначаємо, що вони різні і безпосередньо не направлені на мінімізацію габаритних розмірів черв'ячно-циліндричного редуктора, проте цими рекомендаціями широко, зокрема, у початковому процесі, користуються.

В черв'ячно-циліндричних редукторах важливе місце займає система мащення, яка суттєво впливає на навантажувальну здатність редуктора, його коефіцієнт корисної дії і довговічність. Найбільш поширеною є картерна система мащення, при якій змазування зубців забезпечується шляхом їх занурення у загальну масти-

льну ванну редуктора. Реалізація такої системи мащення для черв'ячно-циліндричного редуктора з нижнім розташуванням черв'яка має деякі особливості, які пов'язані з узгодженням глибини занурення зубців черв'яка, циліндричного колеса та підшипників валу-черв'яка [10, 15–17].

**Мета роботи** – розглянути основні питання оптимального проектування черв'ячно-циліндричного редуктора з нижнім розташуванням архімедова черв'яка та сформулювати відповідні рекомендації.

**Метод дослідження.** Постановка задачі оптимального проектування зубчастого редуктора пов'язана із вирішенням традиційних проблем: побудови ПММ об'єкта проектування  $Q(a)$  вибору вектору параметрів оптимізації  $a(a_1, a_2, \dots, a_r)$ , складання вектору критеріїв якості  $F(F_1, F_2, \dots, F_n)$ , вибору методу пошуку оптимального рішення.

Методика оптимально-раціонального проектування зубчастих редукторів з використанням методу допустимих множин, у основі якого лежить ідеологія PSI method [18], розглянута у роботах [3, 8].

Якщо якість проектного редуктора залежить від  $r$  параметрів  $a_1, a_2, \dots, a_r$ , то для кожної точки  $A(a_1, a_2, \dots, a_r)$  у просторі параметрів  $G_A$ , яка задовольняє параметричним  $a_j^* \leq a_j \leq a_j^{**}$  ( $j = \overline{1, r}$ ) та функціональним  $f_t(a) \leq 0$  ( $t = \overline{1, m}$ ) обмеженням, з використанням ПММ можна побудувати  $n$  критеріїв якості  $F_1, F_2, \dots, F_n$ , що формують множину  $G_F$  критеріїв. Побудована множина  $G = G_A + G_F$  є інформаційною множиною проектного редуктора, яка через граничні значення  $F_k^*$  та  $F_k^{**}$  критеріїв якості ( $F_k^* \leq F_k \leq F_k^{**}$  ( $k = \overline{1, n}$ )) характеризує ресурсні можливості якості редуктора і дозволяє визначити допустимі обмеженнями  $F_{pk}$  на критерії якості. Після формування відповідних множин  $Q_k$  параметрів, що задовольняють умовам  $F_k \leq F_{pk}$ , будують множину  $D$  допустимих рішень ( $D = Q_1 \cap Q_2 \cap Q_3 \cap \dots \cap Q_n$ ). Кожна точка  $A_j$ , яка задовольняє умові  $A_j \in D$  ( $j = \overline{1, \mu}$ ), вважається оптимально-раціональною точкою, а її координати  $(a_{1j}, a_{2j}, a_{3j})$  визначають оптимально-раціональні параметри проектного редуктора, бо при цих параметрах усі критерії якості редуктора є допустимими.

Важлива роль у процесі оптимізації належить і якості ПММ об'єкта оптимізації. Універсальної та єдиної ПММ проектування редукторів, як не існує і єдиного алгоритму проектування черв'ячно-циліндричних редукторів. Проектування черв'ячної та циліндричної передач редуктора, як правило, здійснюється незалежно одне від одного, виходячи з умов забезпечення працездатності кожної передачі. При такому підході на етапі компоновання редуктора часто виникають питання можливості забезпечення картерного варіанту змазування передач редуктора.

До переліку важливих проблем оптимального проектування належить і вибір ефективних параметрів  $a_1, a_2, \dots, a_r$  оптимізації, бо необґрунтоване збільшення їх кількості ускладнює пошук оптимального рішення.

**Результати чисельного розрахунку.** У якості об'єкта проектування обраний черв'ячно-циліндричний редуктор з нижнім розташуванням черв'яка (рис. 1), у якому реалізоване картерне змазування передач, за наступними вихідними даними:  $T_T = 2000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ,  $n_T = 15,06 \text{ об/хв}$  – відповідно, крутний момент і частота обертання тихохідного валу редуктора;  $u_o = 94,92$  – загальне передаточне число [19].

У якості основних параметрів оптимізації обираємо параметри  $(a_1, a_2, a_3) = (u, q, \psi_{bd})$ , де  $u$  – передаточне число циліндричної передачі редуктора, яке рекомендовано обирати у діапазоні (2–6,3);  $q$  – коефіцієнт діаметра черв'яка, який вибирається зі стандартного ряду (8; 10, 12,5; 16; 20);  $\psi_{bd}$  – коефіцієнт відносної ширини циліндричної передачі редуктора, на який накладені обмеження  $0,6 \leq \psi_{bd} \leq 1,2$  або  $0,5 \leq \psi_{bd} \leq 0,8$  в залежності від твердості поверхні зубців коліс [10, 15, 16, 17].

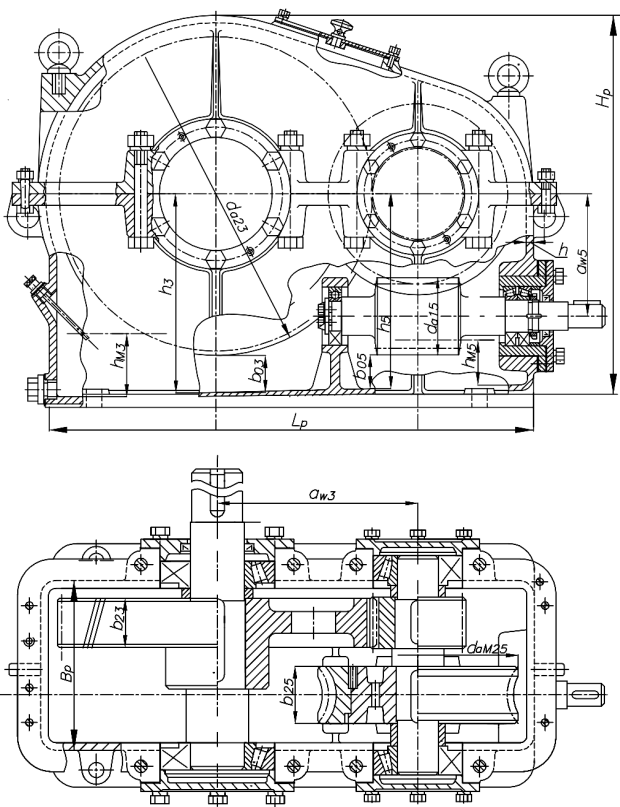


Рис. 1 – Схема проектного редуктора

Як правило, якість редуктора (рис. 1), у першу чергу, залежить від його габаритних розмірів: довжини  $L_p$ , висоти  $H_p$ , ширини  $B_p$ , площини опорної поверхні  $S_p$  та об'єму  $V_p$ . З урахуванням рекомендацій до конструювання редукторів [9, 12, 14] формуємо п'ять локальних критеріїв якості  $F_k$ :

$$F_1 = L_p = 0,5(d_{a23} + d_{aM25}) + a_{w3} + 4,4 \cdot h; \quad (1)$$

$$F_2 = H_p = \max(h_5, h_3) + \max(d_{aM25}, d_{a23}/2) + 3,2 \cdot h; \quad (2)$$

$$F_3 = B_p = \max(B51 + B52) + b_{23} + 4 \cdot h + 5; \quad (3)$$

$$F_4 = S_p = L_p \cdot H_p / 10^2; \quad (4)$$

$$F_5 = V_p = (L_p \cdot B_p \cdot H_p / T_T) / 10^5, \quad (5)$$

де  $h_5 = \max(2d_{\text{ПІ}}, d_{a15}/2 + b_{05}) + a_{w5}$ ;

$$h_3 = d_{a23}/2 + b_{03};$$

$$b_{03} = (5 \dots 10)m_3 \approx 7,5m_3; \quad b_{05} = (5 \dots 10)m_5 \approx 7,5m_5;$$

$$B51 = \max(D_{\text{ПІ}} + 2 \cdot h + 5); \quad B52 = \max(L_{M25}, b_{25});$$

$d_{a25}, d_{aM25}, d_{a23}, b_{25}, b_{23}$  – діаметри і ширина вінця черв'ячного і циліндричного коліс редуктора, відповідно;

$a_{w5}, a_{w3}, m_5, m_3$  – міжосьові відстані і нормальні модулі зачеплення передач редуктора;

$L_{M25}$  – довжина маточини черв'ячного колеса;

$h$  – товщина стінки корпусу редуктора;

$d_{\text{ПІ}}, D_{\text{ПІ}}$  – внутрішній і зовнішній діаметри підшипника валу-черв'яка.

Тут і у подальшому прийнято позначати параметри черв'ячної передачі з індексом "5", а циліндричної – "3" (рис. 1).

Беручи до уваги, що єдиного підходу до визначення габаритних розмірів редуктора не існує, вибрані залежності для розмірів є умовними, бо орієнтовані на розміри порожнини корпусу редуктора, які безпосередньо залежать від параметрів оптимізації  $(a_1, a_2, a_3) = (u_3, q, \psi_{bd})$ . Фактичні розміри редуктора додатково враховують розміри кінцевих ділянок вхідного та вихідного валів редуктора, розміри фланців корпусу редуктора та інших можливих конструктивних елементів, які від параметрів оптимізації не залежать.

Додатково визначаємо критерії (як приклад):

$$F_6 = 1 - \eta_5 \text{ – коефіцієнт втрат};$$

$F_7$  – обсяг бронзи, що потрібна для виготовлення вінця черв'ячного колеса.

Тут  $\eta_5 = 0,955 \cdot \text{tg} \gamma / \text{tg}(\gamma + \phi')$  – к.к.д. черв'ячної передачі [10].

Важливим фактором при проектуванні редуктора є забезпечення надійного змазування зубчастих коліс редуктора. Орієнтуючись на картерний спосіб мащення приймаємо глибину  $h_z$  занурення зубців

$$\text{– черв'яка: } 2,2 \cdot m_5 \leq h_{z5} \leq \min(4,4 \cdot m_5; 0,3 \cdot d_{a15}),$$

$$\text{– циліндричного колеса: } 4,5 \cdot m_3 \leq h_{z3} \leq 0,25 \cdot d_{23}.$$

Висоти рівня мастила визначаємо за виразами:

$$h_{M5} = h_5 - a_{w5} - d_{a15}/2 + h_{z5}; \quad (6)$$

$$h_{M3} = h_3 - d_{a23}/2 + h_{z3}. \quad (7)$$

Для забезпечення картерної системи мащення редуктора означені рівні мастила (6) та (7) між собою узгоджуються.

Для побудови множини  $G_F$  критеріїв якості використовувалась ПММ "Редуктор53" на основі комп'ютерних програм DM50 та DM30, що входять до складу комплексу НДК-DM, розробленого на кафе-

драх інженерної механіки НАНГ України і ДМтаПМ НТУ "ХПІ".

ПММ "Редуктор53" орієнтована на сучасні підходи [2, 10, 15, 17] до проектування редукторів і, зокрема, окрім перевірки виконання умов міцності передач, умов жорсткості валу-черв'яка та теплового балансу редуктора, передбачає визначення розмірів валів, підшипників, корпусних елементів редуктора та їх узгодження з рядом  $R_a 40$  нормальних чисел, перевірки конструктивних зазорів між деталями редуктора тощо.

З використанням ПММ "Редуктор53" проведені дослідження, результати яких наведені нижче.

У табл. 1 наведені результати розрахунку параметрів черв'ячної та циліндричної передач за наведеними вище вихідними даними, які повністю співпадають з результатами роботи [22] і дозволяють визначити напруження, що діють у зачепленні черв'ячної та циліндричної пари і, відповідно, матеріали, для виготовлення зубчастих коліс. Зокрема, для виготовлення циліндричного колеса може бути застосована сталь 45, твердість зубців – 170 HB і термообробка – нормалізація.

Таблиця 1 – Результати розрахунку передач редуктора

Код передачі	$a_w$	$d_1$	$d_{a1}$	$d_2$	$d_{aM25}$	$m$	$z_1$	$z_2$	$u$	$\sigma_H$
	мм									МПа
5	190	100	120	280	320	10	1	28	28	143
3	315	143,47	155,47	486,53	498,53	6	23	70	3,39	370

Визначені для цього варіанту редуктора критерії якості  $F_k$  ( $k = 1, 2, 3$ ) (варіант 1, табл. 2) співпадають з тестовим варіантом "Т" [19].

Для визначення якості спроектованого редуктора та можливостей її покращення було проведено сканування простору параметрів  $G$ , результати якого наведені у табл. 3–5.

У табл. 2 наведені показники  $F_k$  ( $k = 1, 2, \dots, 7$ ) якості у перерізі  $G(a_1 = 3,39)$  при зміні параметрів оптимізації  $a_2$  і  $a_3$  (варіанти іспитів 2–5). Кращі значення  $F_k^o$  показників якості (виділені напівжирним шрифтом) свідчать, що спроектований попередньо редуктор (варіант 1) не є кращим по жодному з критеріїв якості  $F_k$ .

Таблиця 2 – Елементи перерізу  $G(a_1 = 3,39)$

Варіант іспиту	$A(a_2, a_3)$	Критерії якості						
		$F_1$	$F_2$	$F_3$	$F_4$	$F_5$	$F_6$	$F_7$
Т[22]		780	600	260				
1	5 (2,1)	773	610	223	17,2	5,33	0,23	6,84
2	11 (3,3)	<b>643</b>	<b>520</b>	257	16,5	4,36	0,27	4,38
3	9 (3,1)	680	537	<b>215</b>	<b>14,6</b>	3,99	0,27	4,38
4	1 (1,1)	789	620	223	17,6	5,54	<b>0,21</b>	7,79
5	17 (5,1)	653	525	227	14,8	<b>3,95</b>	0,34	<b>3,19</b>

При розрахунках черв'ячної передачі алгоритм вибору матеріалу вінця черв'ячного колеса є визначеним і, як правило, прив'язаним до швидкості ковзання [10, 15, 16], а ось вибір матеріалу циліндричного колеса є невизначеним.

В табл. 3 наведені результати іспитів при зміні матеріалу для виготовлення зубчастих коліс, і, відпо-

відно, впливу допустимого  $\sigma_{HP3}$  контактного напруження для циліндричної передачі на кращі значення  $F_k^o$  показників якості у перерізі  $G(a_1 = 3,39)$ . Кращі значення показники  $F_1$  та  $F_1$  досягають при матеріалах, для яких  $\sigma_{HP3} = 389$  МПа або  $\sigma_{HP3} = 441$  МПа. За результатами іспитів встановлено, що при виборі матеріалів циліндричної передачі з  $\sigma_{HP3} > 500$  МПа не вдається забезпечити картерний спосіб мащення редуктора ( $h_{M3min} > h_{M5max}$ ). Відзначимо також, що, як показав проведений іспит, з 20 точок сканування перерізу  $G(a_1 = 3,39)$  при  $\sigma_{HP3} = 440$  МПа лише дві точки ( $A_{17}$  і  $A_9$ ), а при  $\sigma_{HP3} = 475$  МПа лише одна точка ( $A_9$ ) відповідають картерному змазуванню редуктора.

За аналізом отриманих результатів можна рекомендувати для виготовлення циліндричних коліс спроектованого редуктора вибирати матеріал, що забезпечує  $\sigma_{HP30} \approx 440$  МПа, наприклад, сталь 45, твердість зубців – 220 HB і обробка – поліпшення.

Таблиця 3 – Елементи таблиць іспитів перерізу  $G(a_1 = 3,39)$  для різних матеріалів зубчастих коліс

$\sigma_{HP3}$ , МПа (НВ)	Кращі $F_k^o$ значення критеріїв якості						
	$F_1^o$	$F_2^o$	$F_3^o$	$F_4^o$	$F_5^o$	$F_6^o$	$F_7^o$
354 (170)	643	520	223	16,5	4,36	<b>0,21</b>	<b>3,19</b>
	11 <sup>1)</sup>	11	1,5,9	9,11	11	1	17,18
389 (190)	<b>633</b>	<b>515</b>	215	15,3	4,06	0,23	<b>3,19</b>
	18	18	5,9	9,10	18	5	17,18
423 (210)	643	520	215	14,6	3,94	0,27	<b>3,19</b>
	10	10	9	9	10	9	17
441 (220)	<b>633</b>	<b>515</b>	207	13,7	3,65	0,27	<b>3,19</b>
	17	17	9	9	17	9	17
475 (240)	643	520	<b>203</b>	<b>13,1</b>	<b>3,45</b>	0,27	4,38
	9	9	9	9	9	9	9

<sup>1)</sup> Номера точок  $A(a_2, a_3)$  простору  $G_A$ :

9 (3,1); 10 (3,2); 11 (3,3); 17 (5,1); 18 (5,2).

Згідно з алгоритмом розрахунку циліндричної передачі, як правило, числом зубців шестерні задаються:  $z_{13} \geq z_{min} + 2$  [10]. Аналіз результатів сканування перерізу  $G(a_1 = 3,39; \sigma_{HP3} = 440$  МПа) показує, що найкращим є варіант редуктора з числом зубців шестерні  $z_{13} = 26$  (табл. 4). Як приклад, на рис. 2 наведена залежність  $L_p = L_p(z_{13})$ .

Таким чином для спроектованого редуктора при передаточному числі  $u_3 = 3,39$  за рахунок параметричної оптимізації, наприклад, вдалося зменшити довжину  $L_p$  редуктора майже на 20%: з  $L_p = 773$  мм до  $L_p = 622$  мм.

У табл. 5 наведені кращі  $F_k^o$  показники якості перерізу  $G(\sigma_{HP3} = 440$  МПа) у просторі  $G_A$  при різних початкових значеннях параметра  $z_{13}$ . При цьому сканування проводилося для 10 значень числа  $u_3$  рівномірно розподілених в інтервалі  $2 \leq u_3 \leq 6,3$ .

Аналіз цих результатів показує, що кращі габаритні розміри ( $F_1^o, F_2^o, F_3^o, F_5^o$ ) спроектований редуктор має у точках  $A_{140}$ ,  $A_{140}$  і  $A_{104}$ , яким відповідають пе-

редаточні числа  $u_3 = 4,867$ ,  $u_3 = 4,867$  і  $u_3 = 4,389$ , відповідно.

Таблиця 4 – Елементи таблиць іспитів перерізу  $G(a_1 = 3,39)$  для різних  $z_{13}$  числах зубців шестерні

$z_{13}$	$F_1^o$	$F_2^o$	$F_3^o$	$F_4^o$	$F_5^o$
17	663,1	530,1	215,0	14,87	4,11
18	664,4	544,9	215,0	14,87	4,11
19	648,8	521,8	<b>207,0</b>	13,43	3,56
20	638,3	518,3	<b>207,0</b>	13,78	3,69
21	625,7	511,6	<b>207,0</b>	13,52	3,58
22	641,5	519,5	<b>207,0</b>	13,84	3,72
23	633,4	515,3	<b>207,0</b>	13,67	3,65
24	633,4	515,3	<b>207,0</b>	13,67	3,65
25	629,9	513,5	<b>207,0</b>	13,74	3,67
<b>26</b>	<b>622,4</b>	<b>510,4</b>	<b>207,0</b>	<b>13,45</b>	<b>3,55</b>
27	644,0	520,0	<b>207,0</b>	13,89	3,74
28	627,5	512,1	<b>207,0</b>	13,61	3,62
29	630,5	513,5	<b>207,0</b>	13,61	3,62
30	636,3	516,3	<b>207,0</b>	13,73	3,67

Таблиця 5 – Елементи таблиць іспитів перерізу  $G(\sigma_{HP3} = 440)$  для різних  $z_{13}$  числах зубців шестерні

$z_{13}$	$F_1^o$	$F_2^o$	$F_3^o$	$F_4^o$	$F_5^o$
17	617,7-120 <sup>*)</sup>	481,4-104	204,0-141	13,73-69	3,70-69
18	620,3-120	484,4-83	204,0-141	14,50-118	3,85-120
19	617,7-120	481,4-104	204-141	<b>13,55</b> -69	3,59-77
20	618,5-140	482,4-83	204,0-141	13,9-69	3,69-140
21	620,3-140	467,0-104	204,0-141	13,64-69	3,57-104
22	612,2-120	472,7-104	201,0-121	13,97-69	3,62-120
23	621,8-140	460,6-104	<b>201,0</b> -121	13,76-69	3,51-104
24	621,8-140	460,6-104	204,0-141	13,8-69	3,51-104
25	608,0-120	464,5-104	<b>201,0</b> -121	13,86-69	3,56-104
26	617,6-140	472,8-83	<b>201,0</b> -121	13,86-69	3,50-83
27	<b>602,8</b> -140	452,3-104	<b>201,0</b> -161	14,11-140	3,32-104
28	610,3-104	<b>452,0</b> -104	<b>201,0</b> -121	13,70-69	<b>3,31</b> -104

<sup>\*)</sup> В знаменнику наведені номери відповідних точок  $A_k$  простору  $G_A$ .

Як видно з рис. 2 (залежність 2) незалежно від вибору числа  $z_{13}$  зубців шестерні за рахунок зміни  $u_3$ , завжди вдається покращити критерій якості  $F_1$  (зменшити довжину редуктора  $L_p$ ) у порівнянні з початковим варіантом  $u_3 = 3,39$ .

Мінімальну довжину  $F_1 = L_p = 602,8$  мм має редуктор з числом зубців шестерні  $z_{13} = 27$  у точці  $A_{140}(7,5,4)$  простору  $G_A$ , що відповідає значенням параметрів  $a_1(7) = 4,87$ ,  $a_2(5) = 20$  та  $a_3(4) = 1,2$ .

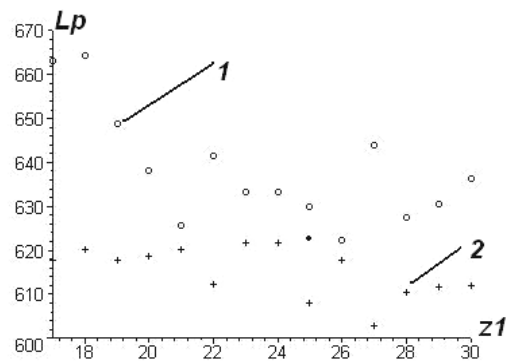


Рис. 2 – Вплив вибору числа зубців шестерні на  $L_p$

Як результат проведеного дослідження встановлено, що варіант 1 (варіант "Г" [19]) проектування не є оптимальним. За рахунок оптимізації параметрів вдається зменшити, наприклад, довжину редуктора на  $\Delta = 773 - 602 = 171$  мм або на 22 %. При цьому було встановлено, що значна частка проведених іспитів забракована (не забезпечено картерне змазування передач редуктора), а це суттєво зменшує розмір інформаційної множини  $G$  проектного редуктора і ускладнює пошук оптимального проектного рішення.

Класичний алгоритм розрахунку передач черв'ячно-циліндричного редуктора, а саме, незалежний розрахунок черв'ячної та циліндричної передач за головними критеріями працездатності, не дозволяє забезпечити картерне змазування передач редуктора. Використання для системи мащення додаткових конструктивних елементів на валу черв'яка вважаємо небажаним чи недостатньо ефективним, бо за оцінкою [3, с. 444] "брызговики на валу черв'яка во всех случаях бесполезны".

Достатню умову забезпечення картерного змазування коліс представимо у вигляді

$$h_{M5\max} = h_{M3\min}, \quad (8)$$

яка може бути перетворена до виразу

$$a_{W3} = (u_3 + 1) \cdot y_{5M} \cdot (1 - c) / u_3. \quad (9)$$

Тут  $y_{5M} = a_{W5} + 0,5 \cdot d_{a15} - 4,4 \cdot m_{50}$  – параметр що характеризує максимальний рівень мастила для черв'яка;  $c = 1 - 7 / (z_{13} \cdot u_3)$  – коефіцієнт мінімального рівня мастила для циліндричного колеса.

Запропонована ф. (9), окрім забезпечення картерного змазування редуктора, пов'язана і зменшенням висоти означеного типу редукторів.

Виконання умови (9) потребує зміни алгоритму розрахунку передач черв'ячно-циліндричного редуктора з нижнім розташуванням черв'яка. За цим алгоритмом розрахунок циліндричної передачі треба вести після розрахунку черв'ячної передачі, що дозволить за виразом (1) визначити необхідну міжосьову відстань циліндричної передачі. При цьому розрахунок циліндричної передачі редуктора зводиться до визначення за заданою (9) міжосьовою відстанню її геометричних розмірів та розрахунку контактних напружень і напружень згину для зубців передачі, які дозволяють визначити допустимі напруження і підібрати необхідний матеріал для виготовлення зубчастих коліс.

Елементи таблиць іспитів множини  $G'$  для спроектованого за означенням алгоритмом черв'ячно-циліндричного редуктора при зміні  $u_3$  в інтервалі  $2 \leq u_3 \leq 6,3$  стандартних значень наведені у табл. 6.

Таблиця 6 – Елементи таблиць іспитів множини  $G'$ 

$z_{13}$	Елемент множини $G'$	Номер $k$ критерія якості				
		1	2	3	4	5
18	$F_k^o$	492,5	395,0	<b>163,0</b>	<b>8,16</b>	<b>1,61</b>
	$a_1, a_2, a_3$	10,1,4	9,1,2	8,1,1	9,1,2	9,1,2
	$\sigma_{HP}$	923,0	999,6	911,8	999,6	999,6
	$\sigma_{FP}$	427,2	454,1	384,8	454,1	454,1
20	$F_k^o$	491,9	393,5	<b>163,0</b>	8,56	1,70
	$a_1, a_2, a_3$	9,1,3	9,1,3	8,1,1	9,1,3	9,1,1
	$\sigma_{HP}$	914,6	914,6	912,0	914,6	914,6
	$\sigma_{FP}$	454,9	454,9	444,3	454,9	454,9
23	$F_k^o$	<b>488,6</b>	<b>381,7</b>	165,0	8,94	1,75
	$a_1, a_2, a_3$	9,1,4	9,1,4	8,3,1	9,1,4	9,1,4
	$\sigma_{HP}$	858,0	858,0	829,2	858,0	858,0
	$\sigma_{FP}$	473,4	473,4	381,8	473,4	473,4
26	$F_k^o$	506,4	412,5	165,0	9,18	1,95
	$a_1, a_2, a_3$	9,2,4	9,2,4	8,3,1	8,3,1	9,2,4
	$\sigma_{HP}$	472,4	472,4	837,0	837,0	472,4
	$\sigma_{FP}$	452,9	452,9	475,6	475,6	452,9

Аналіз отриманих результатів показує ефективність запропонованої зміни алгоритму розрахунку передач редуктора, бо вдалося збільшити обсяг інформаційної множини  $G'$  редуктора, що, безумовно, впливає на якість оптимального проектування редуктора. Зокрема, вдалося зменшити довжину проектованого редуктора до  $L_p = 488,6$  мм, що на 37% менше базового варіанту. Отриманому варіанту проектованого редуктора відповідає точка  $A(9,1,4)$  простору параметрів  $G_A$ , для якої передаточне число  $u_3 = 5,6$ , а матеріал для виготовлення циліндричних коліс повинен забезпечити величини допустимих напружень  $\sigma_{HP} = 858$  МПа та  $\sigma_{FP} = 474$  МПа.

Аналіз табл. 6 показує також, що кращі значення  $F_k^o$  ( $k = 1, 2, \dots, 5$ ) критеріїв якості досягнуті у точках  $A$  з координатою  $a_1 = 8, 9, 10$ , що відповідає значенням  $u_3 = 5,0$ ,  $u_3 = 5,6$  та  $u_3 = 6,3$ , а це не співпадає з існуючими рекомендаціями [10, 11, 20].

Для перевірки останнього результату відносно оптимального розподілу загального передаточного числа  $u_o$  черв'ячно-циліндричних редуктора з нижнім розташуванням черв'яка були проведені додаткові іспити при інших початкових даних:  $T_T = 940, 1600, 6000, 9000$  Н·м і  $u_o = 50, 100, 150$ , а частота обертання ведучого валу редуктора  $n_{вх} = 1500$  хв<sup>-1</sup>.

Аналіз отриманих результатів сканування прос-

торів  $G$  (табл. 7) показує, що для усіх прийнятих початкових даних, наприклад, краще значення критеріїв  $L_p$  мають редуктори, у яких передаточне число циліндричної передачі  $u_3 = 5,6$  або  $u_3 = 6,3$ .

Таблиця 7 – Результати аналізу залежності  $L_p(u_3)$ 

$T_T, \text{Н} \cdot \text{м}$	Параметр	$u_o$		
		50	100	150
940	$L_p, \text{мм}$	375,3	376,4	392,2
	$A(a_1, a_2, a_3)$	164(9,1,1)	164(9,1,1)	199(10,5,3)
	$u_3$	5,6	5,6	6,3
1600	$L_R, \text{мм}$	488,6	488,3	461,3
	$A(a_1, a_2, a_3)$	162(9,1,2)	191(10,3,3)	184(10,1,4)
	$u_3$	5,6	6,3	6,3
6000	$L_R, \text{мм}$	681,0	682,8	730,3
	$A(a_1, a_2, a_3)$	175(9,4,3)	175(9,4,3)	170(9,3,2)
	$u_3$	5,6	5,6	5,6
9000	$L_R, \text{мм}$	796,9	799,1	797,9
	$A(a_1, a_2, a_3)$	196(10,4,4)	196(10,4,4)	200(10,5,4)
	$u_3$	6,3	6,3	6,3

Наведені результати показали ефективність обраних параметрів оптимізації і можливість проведення оптимального проектування черв'ячно-циліндричного редуктора з нижнім розташуванням черв'яка за обраними критеріями оптимізації. При цьому зрозуміло, що оптимального за усіма критеріями оптимізації варіанту не існує і слід вибирати оптимально-раціональні варіанти проектування редуктора [3, 8].

Результати пошуку таких оптимально-раціональних рішень для проектованого черв'ячно-циліндричного редуктора за методом допустимих множин наведені в табл. 8.

Визначені граничні значення ( $F^*$ ,  $F^{**}$ ) критеріїв  $F_k$  ( $k = 1, 2, 3$ ) проектованого редуктора (табл. 8) дозволяють оцінити його ресурсні можливості та визначити допустимі  $F_p$  значення критеріїв якості.

Для вирішення багатокритеріальної задачі оптимізації параметрів проектованого редуктора розглянемо, як приклад, 4 варіанта обмежень на критерії якості (див. табл. 8).

За варіантом 1 множина  $D$  допустимих рішень виявилася пустою ( $\mu = 0$ ), тобто жодного проектного рішення не знайдено, і це потребує або проведення додаткових іспитів для збільшення розміру множини  $D$ , або потребує перегляду обмежень  $F_{pk}$ .

За варіантом 2 множина  $D$  має дві ( $\mu = 2$ ) допустимі точки  $A_{146}, A_{142}$ , яким відповідає одне значення параметра  $a_1 = 8$  і, відповідно, число  $u_3 = 5,0$  можна вважати оптимально-раціональним.

У разі більш жорсткого обмеження критерія  $F_1$  (варіант 3) кількість оптимально-раціональних рішень зменшилася до одного – точки  $A_{127}$ , яка відповідає передаточному числу  $u_3 = 4,5$ .

Таблиця 8 – Результати пошуку оптимально-раціональних точок простору  $G$  редуктора

Параметр	Граничні значення		Параметри множини $D$							
			Варіант 1		Варіант 2		Варіант 3		Варіант 4	
	$F^*$	$F^{**}$	$F_P$	$F_P$	$\mu$		$F_P$	$\mu$		
					1	2		1	1	
$F_1$	506,4	1033	670	540	532	533,9	510	506,4	600	580,9
$F_2$	412,5	755,2	550	450	421,8	417,9	450	412,5	500	449,6
$F_3$	165	486	225	180	179	176	180	187	208	206,0
$F_4$	9,177	49,8	30	10	9,52	9,4	10	9,47	14	11,97
$F_5$	1,953	18,8	4	2,5	2,0	1,97	2,5	1,95	3,6	2,69
$F_6$	0,1564	0,343	0,20	0,20	0,171	0,156	0,20	0,17	0,30	0,171
$F_7$	2,417	12,8	12	12	2,58	2,42	12	2,46	12	3,10
$\sigma_{FP}$	10,16	475	460	460	385,4	393,2	460	452,9	300	217,9
$\sigma_{HP}$	133	837	1000	837	778,5	785,4	837	782	<b>600</b>	580,4
Точка $A(a_1, a_2, a_3)$ $A \in D$			–		146 (8,2,3)	142 (8,1,2)		127 (7,2,3)		127 (7,2,3)
$u_3$			–		5,0	5,0		4,5		4,5

У разі бажання замінити матеріал (задаємо  $\sigma_{HP} = 600$  МПа,  $\sigma_{FP} = 300$  МПа) для виготовлення зубчастих коліс (варіант 4) оптимально-раціональною точкою є також точка  $A_{127}$ , яка відповідає  $u_3 = 4,5$ . Відзначимо, що для цього варіанта порівняно з варіантом 3 усі критерії якості редуктора стали гірше.

Безумовно, що у роботі розглянута незначна кількість початкових даних ( $T_T, n_T, u_0$ ) і поширювати ці результати ще зарано, але отримані результати показали, що існуючі рекомендації по оптимальному розподілу загального передаточного числа  $u_0$  для черв'ячно-циліндричних редукторів не є безперечними і потребують уточнення, а проблема оптимального проектування черв'ячно-циліндричних редукторів залишатися актуальною і потребує подальших досліджень.

#### Висновки:

1. Запропонована методологія оптимально-раціонального проектування ступінчастих редукторів, зокрема, черв'ячно-циліндричних редукторів, є достатньо універсальною і може використовуватися як в інженерній так і навчальній практиці проектування спеціальних редукторів.

2. Застосований метод проектування редукторів дозволяє не обмежувати кількість критеріїв якості, а враховувати кожний з них і активно керувати процесом вибору оптимально-раціональних рішень.

3. Проведений аналіз існуючих рекомендацій по розподілу загального передаточного числа  $u_0$  для черв'ячно-циліндричних редукторів показав, що вони є суперечливими, не завжди мають або не завжди задовольняють задекларованій умові оптимізації і потребують подальшого уточнення.

4. Запропонований алгоритм розрахунку передач, зокрема, циліндричної передачі черв'ячно-циліндричного редуктора з нижнім розташуванням черв'яка для забезпечення картерного варіанту змазування редуктора та мінімізації висоти редуктора.

#### Список літератури

1. *Расчет и проектирование зубчатых редукторов* / ред. В. Н. Кудрявцев. Санкт-Петербург, Политехника, 1993. 448 с.
2. Старжинский В. Е., Басинюк В. Л., Мардосевич Е. И., Шалобаев Е. В. Анализ публикаций по проблеме оптимизации компоновочных схем зубчатых механизмов. *Вісник НТУ "ХП"*. Харків, НТУ "ХП", 2013. № 40 (1013). С. 152–165
3. Калінін П. М. Оптимально-раціональне проектування зубчастих редукторів трансмісії автомобіля. *Вісник НТУ "ХП"*. Харків, НТУ "ХП", 2012, № 35. С. 51–58.
4. Шехов А. В. Алгоритмы решения задач оптимизации конструкции многоступенчатых зубчатых механизмов. *Вісник НТУ "ХП"*. Харків, НТУ "ХП", 2011, № 28. С. 171–180.
5. Калінін П. М., Сергієнко М. Є., Жережон-Зайченко Ю. В. До питання оптимально-раціонального проектування коробки передач автомобіля. *Вісник НТУ "ХП"*. Харків, НТУ "ХП", 2013, № 41 (1014). С. 49–53.
6. Бондаренко О. В., Устиненко О. В., Серіков В. І. Рациональное проектирование зубчатых цилиндрических двуступенчатых редукторів з урахуванням рівня напруженості зацеплень. *Вісник НТУ "ХП"*. Харків, НТУ "ХП", 2015, № 35 (1014). С. 23–27.
7. Иванов К. Я., Галибей Н. И. Зубчатые двухступенчатые редукторы. Выбор оптимальной схемы. *Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета имени академика М. Ф. Решетнева*. 2010, № 1. С. 45–49.
8. Калінін П. М., Остапчук Ю. О., Жережон-Зайченко Ю. В., Юсов В. І., Серіков В. І. До питання оптимально-раціонального проектування ступінчастих зубчастих редукторів. *Вісник НТУ "ХП"*. Харків, НТУ "ХП", 2016, № 23(1195). С. 64–71.
9. Краснова О. А., Пидодня В. Г., Сизов Д. А. Оптимизация параметров приводов с червячной передачей на основе количественной оценки приоритетности критериев отбора. *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*, 2014. том.16, № 1(2). С. 422–428.
10. Киркач Н. Ф., Баласаян Р. А. *Расчет и проектирование деталей машин*. Харьков, Основа, 1991. 276 с.
11. *Детали машин и основы конструирования*. / ред. Ерохин М. Н. Москва, КолосС, 2005. 462 с.
12. Проців В. В., Зіборов К. А., Бас К. М. *Проектування двоступеневих редукторів з використанням САПР КОМПАС*. Донецьк, Національний гірничий університет, 2012. 222 с.
13. Анфимов М. И. *Редукторы. Конструкции и расчет*. Москва, Машиностроение, 1993. 464 с.
14. Чернавский С. А., Снесарев Г. А., Козинцов Б. С., Боков К. Н., Ицкович Г. М., Чернилевский Д. В. *Проектирование механических передач*. Москва, Машиностроение, 1984. 799 с.

15. Курмаз Л. В. *Основы конструирования деталей машин*. Харьков, Підручник. НТУ "ХПІ", 2010. 532 с.
16. Чернилевский Д. В. *Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования*. Москва, Машиностроение, 2003. 560 с.
17. Калінін П. М. *Детали машин. Зубчастий редуктор. Практикум*. Харьков, Академія внутрішніх військ МВС України, 2006. 218 с.
18. Соболев И. М., Статников Р. Б. *Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями*. Москва, Дрофа, 2006. 175 с.
19. Курмаз Л. В. Скойбеда А. Т. *Детали машин. Проектирование*. Минск, УП "Технопринт", 2002. 296 с.
20. Павлышче В. Т. *Основы конструирования та розрахунок деталей машин*. Львів, Афіша, 2003. 560 с.

## References (transliterated)

1. Kudryavtsev V. N., ed. *Raschet i proektirovanie zubchatykh reduktorov* [Calculation and design of gear reducers]. St. Petersburg, Politehnika Publ, 1993. 448 p.
2. Starzhinskiy V. E., Basinyuk V. L., Mardosevich E. I., Shalobaev E. V. Analiz publikatsiy po probleme optimizatsii komponovochnykh skhem zubchatykh mekhanizmov [Analysis of publications on the problem of optimization of layout schemes of gear mechanisms]. *Visnyk NTU "KhPI"* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2013, no. 40, pp. 152–165.
3. Kalinin P. M., Sergiyenko M. Ye., Zherezhon-Zajchenko Yu. V. Do py'tannya optimalno-racionalnogo proektuvannya korobky peredach avtomobilya [Optimal-rational design of toothed gearboxes of car transmissions]. *Visnyk NTU "KhPI"* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2012, no. 35, pp. 51–58.
4. Shekhov A. V. Algoritmy resheniya zadach optimizatsii konstruktivnykh mnogostupenchatykh zubchatykh mekhanizmov [Algorithms for solving problems of optimizing the design of multistage gear mechanisms]. *Visnyk NTU "KhPI"* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2011, no. 28, pp. 171–180.
5. Kalinin P. M., Sergiyenko M. Ye., Zherezhon-Zajchenko Yu. V. Do py'tannya optimalno-racionalnogo proektuvannya korobky peredach avtomobilya [To the question of optimally rational design of the gearbox of the car]. *Visnyk NTU "KhPI"* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2013, no. 41, pp. 49–53.
6. Bondarenko O. V., Ustyenko O. V., Serikov V. I. Racionalne proektuvannya zubchastykh tsylindrychnykh dvostupinchastykh reduktoriv z urakhuvannym rivnyu napruzhenosti zacheplen' [Rational design of geared cylindrical two-stage gearboxes, taking into account the level of tension of engagement]. *Visnyk NTU "KhPI"* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 35, pp. 23–27.
7. Ivanov K. Ya., Galibey N. I. Zubchatye dvukhstupenchatye reduktory. Vybory optimal'noy skhemy [Gear two-stage reducers. Choice of the optimal scheme]. *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta imeni akademika M.F. Reshetneva*. 2010, no. 1, pp. 45–49.
8. Kalinin P. M., Ostapchuk Yu. O., Zherezhon-Zajchenko Yu. V., Yusov V. I., Serykov V. I. Do py'tannya optimalno-racionalnogo proektuvannya stupinchastykh zubchastykh reduktoriv [On the issue of optimally rational design of stepped gear gears]. *Visnyk NTU "KhPI"* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 23, pp. 64–71.
9. Krasnova O. A., Pidodnya V. G., Sizov D. A. Optimizatsiya parametrov privodov s chervyachnoy peredachey na osnove kolichestvennoy otsenki prioritetnosti kriteriev otbora [Optimization of drive parameters with worm gearing based on quantitative evaluation of the priority of selection criteria]. *Izvestiya of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*. 2014. tom. 16, no. 1(2), pp. 422–428.
10. Kirkach N. F., Balasanyan R. A. *Raschet i proektirovanie detaley mashin* [Calculation and design of machine parts]. Kharkov, Osnova Publ., 1991. 276 p.
11. Erokhin M. N., ed. *Detali mashin i osnovy konstruirovaniya* [Details of machines and the basis of design]. Moscow, KolosS Publ., 2005. 462 p.
12. Prociy V. V., Ziborov K. A., Bas K. M. *Proektuvannya dvostupenchnykh reduktoriv z vy'kory'stanniam SAPR KOMPAS* [Design of two-stage reducers using CAD COMPASS]. Donetsk, Donetsk, National Mining University, 2012. 222 p.
13. Anfimov M. I. *Reduktory. Konstruktsii i raschet* [Constructions and calculation]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1993. 464 p.
14. Chernavskiy S. A., Snesarev G. A., Kozintsov B. S., Bokov K. N., Itskovich G. M., Chernilevskiy D. V. *Proektirovanie mekhanicheskikh peredach* [Design of mechanical transmissions] Moscow, Mashinostroenie Publ., 1984. 799 p.
15. Kurmaz L. V. *Osnovy konstruyuvannya detaley mashyn* [The basis of the construction of machine parts]. Kharkov, Pidruchnyk NTU "KhPI" Publ., 2010. 532 p.
16. Chernylevskyy D. V. *Detaly mashyn. Proektirovaniye pryvodov tekhnologicheskoho oborudovannya* [Machine parts. Designing the drives of technological equipment]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2003. 560 p.
17. Kalinin P. M. *Detali mashyn. Zubchastyy reduktor. Praktikum* [Details of machines. Gear gear. Workshop]. Kharkov, Akademiya vnutrishnix viysk MVS Ukrainy, 2006. 218 p.
18. Sobol' I. M., Statnikov R. B. *Vybor optimal'nykh parametrov v zadachakh so mnogimi kriteriyami* [Choice of optimal parameters in problems with many criteria]. Moscow, Drofa Publ., 2006. 175 p.
19. Kurmaz L. V., Skoibeda A. T. *Detaly mashyn. Proektirovaniye* [Machine parts. Design]. Minsk, UP "Technoprint" Publ., 2002. 296 p.
20. Pavlyshche V. T. *Osnovy konstruyuvannya ta rozrakhunok detaley mashyn* [Fundamentals of Designing and Calculation of Machine Parts]. Lviv, Afisha Publ., 2003. 560 p.

Надійшло (received) 01.07.2018

## Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Калінін Павло Миколайович (Калинин Павел Николаевич, Kalinin Pavel Mykolajovych)** – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, Національна академія Національної гвардії України, професор кафедри інженерної механіки; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9724-0630>; e-mail: [pkalining@gmail.com](mailto:pkalining@gmail.com)

**Остапчук Юрій Олександрович (Остапчук Юрий Александрович, Ostapchuk Yuriy Olexsandrovych)** – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", доцент кафедри деталей машин та мехатронних систем; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3915-4264>; e-mail: [ostapuri48@gmail.com](mailto:ostapuri48@gmail.com)

**Жережон-Зайченко Юрій Вікторович (Жережон-Зайченко Юрий Викторович, Zherezhon-Zaichenko Yury Viktorovych)** – Національна академія Національної гвардії України, доцент кафедри інженерної механіки; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7767-0764>; e-mail: [GRV1960@gmail.com](mailto:GRV1960@gmail.com)

**Кириченко Олександр Миколайович (Кириченко Александр Николаевич, Kyrychenko Olexandr Mykolajovych)** – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, Національна академія Національної гвардії України, професор кафедри інженерної механіки; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9136-7593>; e-mail: [akirichenko987@gmail.com](mailto:akirichenko987@gmail.com)