

чиков и без соответствующего финансирования разработки. Создание системы паспортизации – проект сложный и трудоёмкий: нужно создать пакет прикладных программ, соизмеримый по сложности с пакетами программ ведущих фирм, производящих зуборезные станки. Реализация проекта требует нескольких лет напряжённой работы коллектива.

5. Сейчас, по нашему мнению, настало время, когда нужно начинать работу над проектом – чтобы делать конкурентно способные передачи, теперь нужно учитывать: и геометрические особенности инструментов, и тонкости появления органических погрешностей формообразования методами огиба. Делать это без компьютерных расчетов невозможно. А геометрический паспорт – одна из форм представления таких расчетов в удобном для использования виде.

Список литературы: 1. Лагутин С.А., Сандлер А.И. Шлифование винтовых и затылованных поверхностей. М.: Машиностроение. 1991.– 110с. 2. Сандлер А.И., Лагутин С.А., Верховский А.В. Производство червячных передач. М.: Машиностроение. 2008.– 272с. 3. Трубачев Е.С., Савельева Т.В. Постановка задачи о разработке типоразмерного ряда однозаходных спироидных фрез // Теория и практика зубчатых передач: Сб. докл. научно-технической конференции с международным участием.– Ижевск, 2004. – С.202-207.

Поступила в редколлегию 23.04.11

УДК 62-23+519.863

О.В. БОНДАРЕНКО, аспірант каф. ТММ і САПР НТУ "ХПІ", м. Харків
О.В. УСТИНЕНКО, к.т.н., доц., старший науковий співробітник
каф. ТММ і САПР НТУ "ХПІ"

АЛГОРИТМ ОПТИМІЗАЦІЇ ТРИВАЛЬНИХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ЗА МАСОГАБАРИТНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Представлений алгоритм оптимізації тривальних коробок передач. Алгоритм поєднує методи ЛПт-пошуку і звуження околу простору параметрів. Приведена схема алгоритму оптимізації. Записані основне розрахункові залежності, що були використані для реалізації алгоритму. Послідовно описані етапи розрахунків і особливості обчислення деяких величин.

Представлен алгоритм оптимізації тривальних коробок передач. Алгоритм представляє собою комбінацію методів ЛПт-пошуку і звуження околу простору параметрів. Приведена схема алгоритму оптимізації. Записані основні розрахункові залежності, що використовуються для реалізації алгоритму. Послідовно описані етапи розрахунків і особливості обчислення деяких величин.

The algorithm of optimization of three-shaft gearboxes is presented. An algorithm is combination of methods of LPt-sequences and narrowing of ranges of space of parameters. The chart of algorithm of optimization is resulted. Calculation dependences, in-use for realization of algorithm is written. The stages of calculations and feature of calculation of some sizes are consistently described.

Актуальність задачі. Сучасне транспортне машинобудування висуває все більш жорсткі вимоги за масогабаритними характеристиками до приводів машин і, отже, до такого їх елемента, як коробки передач. Тому максимально можливе зниження маси та габаритів останніх є актуальною задачею. Одним з перспективних шляхів в цьому напрямку є рішення задачі оптимізації [1] за критерієм мінімізації маси та(або) габаритів .

Постановка задачі. Найбільше розповсюдженими у трансмісіях транспортних засобів (наприклад, автомобілів) отримали КП, виконані за тривальною схемою [2]. Деякі питання щодо задачі оптимізації таких коробок передач, а також багатоступеневих зубчастих приводів загального призначення розглянуті у статтях [3, 4] та книгах [5, 6].

Оптимізація коробок передач може проводитись за багатьма критеріями: маса, габаритні розміри (довжина, ширина, висота, міжосьова відстань), вібрація та інше. Але, на погляд авторів, з усього різноманіття критеріїв найбільш відповідають за масогабаритні характеристики КП її міжосьова відстань, довжина та маса.

Шляхи рішення задачі. З усього різноманіття було обрано методи зондування простору параметрів, де у якості пробних точок в одичному багатомірному кубі використовуються точки ЛПт-послідовності, та звуження околів, які обкреслюються обмеженнями на змінні проектування, для знаходження більш якісного рішення.

Суміщення методів ЛПт-пошуку та звуження околів було спричинено тим фактором, що метод ЛПт-пошуку дозволяє оперувати значною кількістю параметрів (до 51), але має обмеження на кількість рівномірно-розподілених пробних точок (до 20^{20}). Цієї кількості пробних точок недостатньо для дослідження представленої задачі, тому було запропоновано знаходити рішення шляхом послідовного звуження n -вимірного паралелепіпеду параметрів. Це дозволяє знайти більш точне рішення, n -вимірний паралелепіпед зменшується на кожному наступному кроці дослідження, а кількість пробних точок залишається максимально можливою.

Для рішення даної задачі було обрано правило зменшення інтервалу поділом на число. Це дозволяє підібрати дільник по кожному параметру окремо при звуженні околів.

При рішенні задачі оптимізації тривальних п'ятиступеневих коробок передач було запропоновано звужувати окіл таких параметрів, як числа зубців та кути нахилу зубців у зачепленні. Також запропоновано згрупувати вказані параметри у дві групи: перша група – $z_{1,1}, z_{1,2}, \dots, z_{5,1}, z_{5,2}, \dots$; друга група – $\beta_1, \dots, \beta_5, \dots$. При рішенні задачі групування параметрів можливо завдяки їхньому однаковому вкладу у групі. Це дозволить зменшити кількість дільників до двох значень (Ω_1, Ω_2).

Таким чином в задачі з'явилося ще два параметри (Ω_1, Ω_2), вибір яких буде здійснюватися також за псевдо-випадковим законом розподілення (ЛПТ-послідовність). Як було вказано вище, ЛПТ-послідовність має обмеження на кількість рівномірно-розподілених пробних точок (до 2^{20}), а кількість параметрів збільшилась, прийнято рішення вивести параметри (Ω_1, Ω_2) у зовнішню "оболонку" задачі. Виникаюче накладення ЛПТ-послідовності самої на себе дозволяє збільшувати кількість пробних точок.

Функціонування алгоритму оптимізації (рисунок 1) проходить наступним чином.

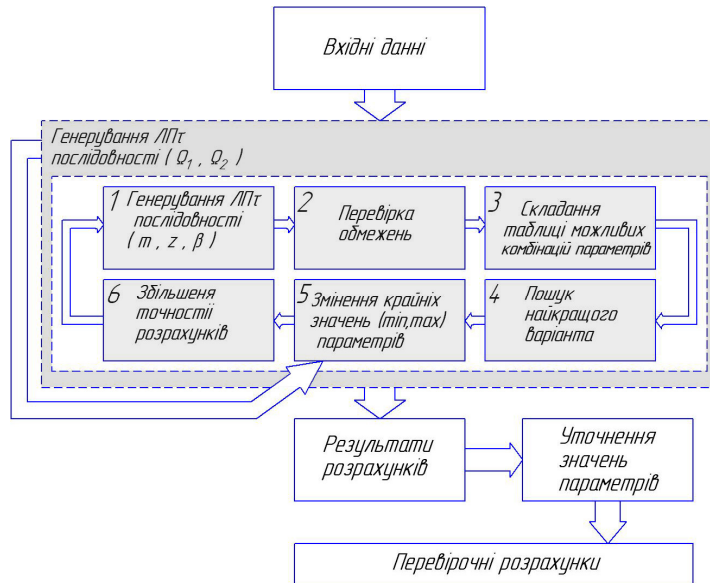


Рисунок 1 – Схема алгоритму оптимізації

I. В першу чергу проектувальником задаються вхідні данні. Вони обираються ним в залежності від різних особливостей тієї чи іншої конструкції тривальних коробок передач, технологічних та технічних обмежень, наявності чи відсутності базових варіантів конструкції коробок передач, вимог, що висуваються до майбутньої коробки передач та інших факторів.

У даному алгоритмі прийняті наступні вхідні данні.

Числові обмеження на змінні проектування:

m_q – модулі зубчастих зачеплень повинні приймати конкретні значення, що належать заданому ряду, який відповідає найбільш розповсюдженим значенням у машинобудуванні;

$z_{q,k_{\min}}$ та $z_{q,k_{\max}}$ – мінімальне та максимальне значення чисел зубців для

усіх зубчастих коліс коробки передач, мінімальне значення відповідає середньому куту нахилу зубців у зачепленнях при відсутності підрізання, максимальне – конструктивними та технологічними міркуваннями;

$\beta_{q_{\min}}$ та $\beta_{q_{\max}}$ – мінімальне та максимальне значення кутів нахилу зубців у зачепленнях коробки передач, мінімальне значення відповідає куту нахилу зубців нижче якого косозубцеве зачеплення не має переваг від прямозубцевого, максимальне – з технічних та технологічних міркувань;

$\Omega_{1\min} = \Omega_{2\min}$ та $\Omega_{1\max} = \Omega_{2\max}$ – мінімальне та максимальне значення дільників звуження околів за такими параметрами як числа зубців та кути нахилу зубців у зачепленнях відповідно, значення обираються проектувальником зважаючи на досвід рішення аналогічних задач.

Далі йдуть вхідні данні, що відповідають конструкторським та технологічним вимогам:

T_{ex} – обертовий момент на вхідному валу коробки передач з урахуванням коефіцієнту використання двигуна;

n_{ex} – оберти вхідного валу;

$i_{кп1}, \dots, i_{кп5}, \dots$ – передаточні числа на передачах;

$HB_1, \dots, HB_5, \dots; HR_{c1}, \dots, HR_{c5}, \dots; H_{v1}, \dots, H_{v5}, \dots$ – твердість зубчастих коліс для всіх зачеплень відповідно за Бринелем, Роквелом та Вікерсом;

ступінь точності для всіх зубчастих зачеплень;

t_1, \dots, t_4, \dots – час роботи автомобіля на передачах відповідно до загального ресурсу;

$\rho_{зк}$ – щільність матеріалу з якого виготовлено зубчасті колеса;

$\rho_{вал}$ – щільність матеріалу з якого виготовлено вали коробки передач;

$\rho_{кар}$ – щільність матеріалу з якого виготовлено картер коробки передач;

$F_{\beta 1}, \dots, F_{\beta 5}, \dots$ – допуск на напрям зубця;

$f_{pb1}, \dots, f_{pb5}, \dots$ – граничне відхилення шагу зачеплення;

$[\tau_k]$ – напруження при скручуванні валів, що допускається;

$\sigma_{F \lim 1}, \dots, \sigma_{F \lim 5}, \dots$ – межа витривалості зубців при згині;

$[\gamma_\Sigma]$ – граничне відхилення при прогині валу;

L_1, L_6 – відстані від опор до торців відповідних зубчастих зачеплень (відповідно до базової КП);

$L_2 - L_5$ – відстані між торцями відповідних зубчастих зачеплень (відповідно до базової КП);

$h_{одат}$ – значення, що враховує величину зазору між колесом та дном картеру, а також простір необхідний для розміщення механізму перемикачів передач;

$s_{\text{додат}}$ – значення, що враховує величину зазору між колесом та стінками картеру;

$l_{\text{вх.вал}}$ та $l_{\text{вих.вал}}$ – відповідно довжини вхідного та вихідного валів;

e_1, \dots, e_4 – товщини стінок картеру;

$\sum_{p=1}^u M_{\text{син}}$ – сумарна маса усіх синхронізаторів у КП (береться відповідно

до коробки передач – прототипу), u – кількість синхронізаторів у КП;

$\sum_{o=1}^v M_{\text{підш}}$ – сумарна маса усіх підшипників у КП, v – кількість підшипників у КП;

$\Delta i_{\text{кп}}$ – похибка на передаточні числа коробки передач.

2. Генерування ЛПт-последовності для зондування двохвимірного простору у координатах (Ω_1, Ω_2) (дивись рисунок 2).

Спочатку за заданим номером точки i обчислюється параметр $m = 1 + \lceil \ln i / \ln 2 \rceil$, а потім для кожного параметру j ($j=1,2$) обчислюємо координату з урахуванням відповідних значень чисельників $q_{i,1}, q_{i,2}$.

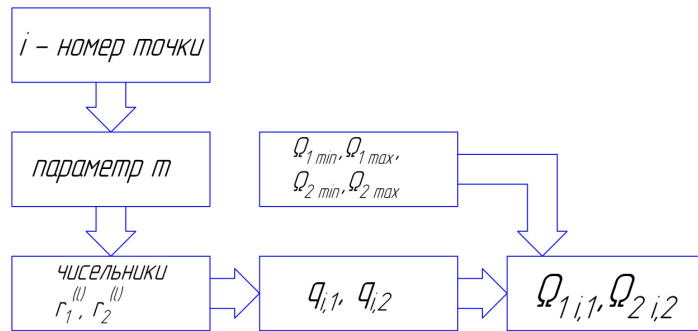


Рисунок 2

Вибір координат точок $\Omega_{1,i,1}, \Omega_{2,i,2}$ проводиться за залежностями:

$$\begin{aligned} \Omega_{1,i,1} &= \Omega_{1,\min} + (\Omega_{1,\max} - \Omega_{1,\min}) \cdot q_{i,1}; \\ \Omega_{2,i,2} &= \Omega_{2,\min} + (\Omega_{2,\max} - \Omega_{2,\min}) \cdot q_{i,2}. \end{aligned} \quad (1)$$

Для кожної точки проводяться обчислення внутрішнього кола алгоритму, особливості якого приведено нижче відповідно до блоків.

3. Генерування ЛПт-последовності (m, z, β) .

Розглянемо змінні проектування – модулі зачеплень. Особливістю цієї

групи є те, що вони повинні приймати стандартні (фіксовані) значення. Вибір модулів з стандартного ряду пропонується здійснювати шляхом збільшення координати $q_{i,j}$ на порядок з наступним математичним округленням до цілого значення. За отриманим числом (порядковим номером) обираємо модуль з ряду (рисунок 3).

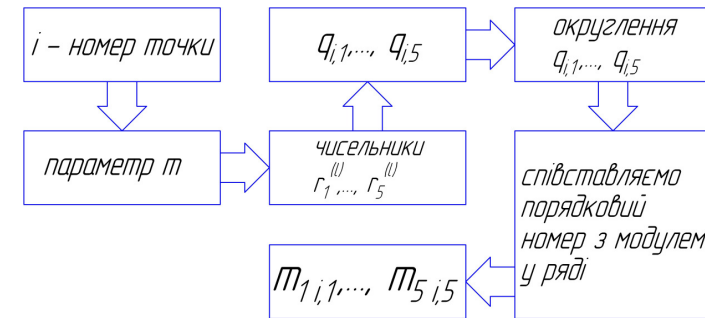


Рисунок 3

Наступна група параметрів – числа зубців зубчастих коліс (8). Числа зубців повинні приймати тільки цілі значення, на відміну від координат, отриманих за ЛПт-последовністю. Застосування математичного округлення на ці параметри дозволяє уникнути цієї проблеми, пробні точки зсуваються за відповідними координатами.

Деякі з параметрів $(z_{2,2}, z_{3,2}, z_{4,2}, z_{5,2}, \dots)$ будемо розраховувати через інші у відповідності до конструктивно-технологічних особливостей тривальних коробок передач, це суттєво зменшить кількість параметрів, що варіюються. Це також дозволить забезпечити передаточні числа коробки передач для кожної передачі (у межах похибки, що допускається).

Схема вибору координат пробних точок за цією групою параметрів наведено на рисунку 4. а їхнє обчислення виконується згідно залежностей:

$$\begin{aligned} z_{1,1,6} &= \text{Round}(z_{1,1,\min 6} + (z_{1,1,\max 6} - z_{1,1,\min 6}) \cdot q_{i,6}); \\ z_{1,2,7} &= \text{Round}(z_{1,2,\min 7} + (z_{1,2,\max 7} - z_{1,2,\min 7}) \cdot q_{i,7}); \\ z_{2,1,8} &= \text{Round}(z_{2,1,\min 8} + (z_{2,1,\max 8} - z_{2,1,\min 8}) \cdot q_{i,8}); \\ &\dots \\ z_{5,1,11} &= \text{Round}(z_{5,1,\min 11} + (z_{5,1,\max 11} - z_{5,1,\min 11}) \cdot q_{i,11}); \\ z_{2,2,i,12} &= \text{Round}(i_{\text{кп}1} \cdot z_{1,1,6} \cdot z_{2,1,8} / z_{1,2,7}); \\ &\dots \\ z_{5,2,i,15} &= \text{Round}(i_{\text{кп}4} \cdot z_{1,1,6} \cdot z_{5,1,11} / z_{1,2,7}). \end{aligned} \quad (2)$$

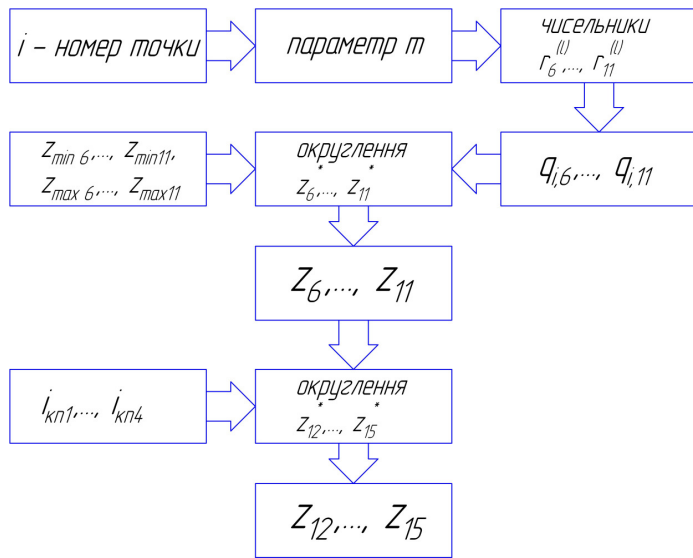


Рисунок 4

Розглянемо наступну групу. Кути нахилу зубців у зачепленні знаходимо у відповідності до рисунку 5.

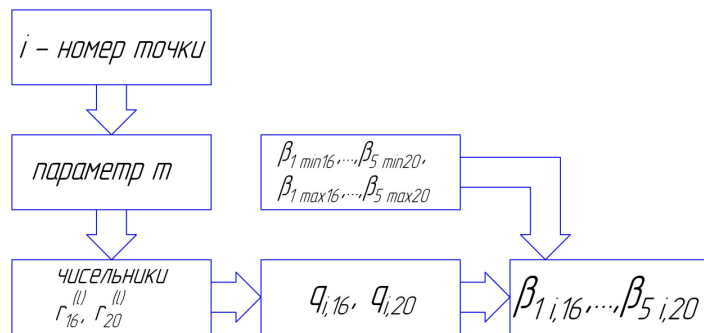


Рисунок 5

З приведеного вище видно, що кількість параметрів проектування є мінімально можливою. Це було досягнуто завдяки можливості виразити деякі параметри проектування через інші (деякі значення чисел зубців, це мінус чотири параметри від загальної їх кількості), та додавання двох додаткових (коефіцієнтів звуження околів, це плюс два параметри до загальної їх кількості).

4. Наступним етапом у внутрішньому колі алгоритму оптимізації є перевірка обмежень. Розглянемо цей етап детальніше.

Перевірка обмежень на змінні проектування (пробні точки) здійснюється у

певній послідовності, що дозволяє зменшити загальний час оптимізації за рахунок своєчасного відсіву пробних точок, котрі не відповідають ряду вимог. Пробна точка проходить послідовно перевірку за числовими та функціональними обмеженнями рівності та нерівності, і, якщо вона не задовольняє на певному етапі жодній з вимоз, то відкидається, а послідовну перевірку починає наступна точка.

Загальна схема перевірки для однієї точки може бути представлена у вигляді рисунку 6.

Саме таку послідовність проходження перевірки обмежень пробною точкою було обрано з урахуванням об'єму математичних обчислень. Якщо точка не задовольняє малим за об'ємом математичних обчислень умовам, то вона відкидається і не витрачається час на перевірку великих за об'ємом математичних обчислень умов.

Якщо пробна точка проходить всі умови, то вона потрапляє до таблиці можливих варіантів. Таблиця являє собою двовимірний масив, у якому кожному номеру точки відповідає набір параметрів проектування та значення цільових функцій.

5. Після того як було складено таблицю можливих комбінацій параметрів, проводиться пошук найкращого варіанта (пробної точки, що відповідає мінімальному значенню цільової функції).

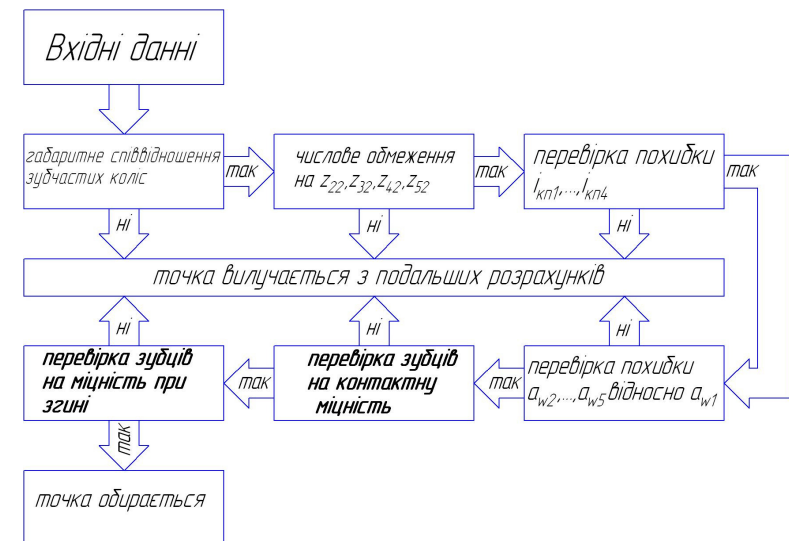


Рисунок 6

Пошук найкращого варіанту здійснюється сортуванням. З усього різноманіття методів сортування було обрано метод сортування вставками, який і не є самим швидким з методів, але дуже простий у програмній реалізації.

Метод називається так, оскільки на i -му етапі ми "вставляємо" i -й елемент $A[i]$ в потрібну позицію серед елементів $A[1], A[2], \dots, A[i-1]$, які вже впорядковані. Після цієї вставки перші i елементів будуть впорядковані.

Щоб зробити процес переміщення елементу $A[i]$ простішим, корисно ввести елемент $A[0]$, чис значення ключа буде менше значення ключа будь-якого елементу $A[1], \dots, A[n]$. Ми можемо постулювати існування константи, яка буде менше значення ключа будь-якого запису, що зустрічається на практиці. Якщо таку константу не можна застосувати, то при вставці $A[i]$ в позицію $j-1$ треба перевірити, чи не буде $j=1$, якщо ні, тоді порівнювати елемент $A[i]$ (який зараз знаходиться в позиції j) з елементом $A[j-1]$. Описаний алгоритм показаний у вигляді псевдопрограми (функція **swap** міняє місцями елементи $A[j]$ та $A[j-1]$):

```
A[0] := 0;
for i:=2 to n do
begin
j:=i;
while A[j]<A[j-1] do
begin
swap(A[j], A[j-1]);
end
end
```

Таке сортування масиву проводиться окремо за кожним критерієм оптимізації. Наприкінці всіх етапів сортування маємо три впорядковані масиви, що очолюються мінімальними значеннями цільових функцій та відповідними наборами параметрів, що відповідають їх значенням.

6. Якщо точності розрахунків недостатньо, проводиться наступний етап алгоритму, а саме, *змінення крайніх значень параметрів (звуження околів простору параметрів)*. Він проводиться у відповідності до залежностей (3).

$$\begin{aligned} z_{q,1\min_k} &= z_{q,1k-1} - \left(z_{q,1\max_{k-1}} - z_{q,1\min_{k-1}} \right) / \Omega_1; \\ z_{q,1\max_k} &= z_{q,1k-1} + \left(z_{q,1\max_{k-1}} - z_{q,1\min_{k-1}} \right) / \Omega_1; \\ z_{q,2\min_k} &= z_{q,2k-1} - \left(z_{q,2\max_{k-1}} - z_{q,2\min_{k-1}} \right) / \Omega_1; \\ z_{q,2\max_k} &= z_{q,2k-1} + \left(z_{q,2\max_{k-1}} - z_{q,2\min_{k-1}} \right) / \Omega_1; \\ \beta_{q\min_k} &= \beta_{1k-1} - \left(\beta_{q\max_{k-1}} - \beta_{q\min_{k-1}} \right) / \Omega_2; \\ \beta_{q\max_k} &= \beta_{1k-1} + \left(\beta_{q\max_{k-1}} - \beta_{q\min_{k-1}} \right) / \Omega_2. \end{aligned} \quad (3)$$

У якості точок, відносно яких звужуються околи на кожному кроці, беруться точки з попереднього кроку, що відповідають мінімальним значенням цільової функції.

Як результат, на кожному кроці внутрішнього кола алгоритму граничні значення для деяких параметрів проектування звужуються, об'єм n -вимірного паралелепіпеда зменшується. З урахуванням того, що кількість пробних точок залишається постійною, це призводить до більш високої щільності дослідження, а як наслідок і до максимально можливого наближення до абсолютного мінімуму цільової функції.

7. На етапі *збільшення точності розрахунків* проводиться поступове зменшення на кожному кроці похибки рівності міжосьових відстаней між зубчатими зачепленнями. Похибку рівності заданих та розрахованих за параметрами передаточних чисел коробки передач зведено до декількох відсотків (<5%) завдяки чотирьом останнім виразам у (2).

Висновок. Розроблений алгоритм з оптимізації тривальних коробок передач сумістив метод ЛПТ-пошуку та звуження околів, що дозволило збільшити кількість пробних точок для більш точного результату. Врахування конструктивних, технічних та технологічних особливостей тривальних коробок передач у даному алгоритмі дозволило задовольнити вимоги, що висуваються до агрегатів такого класу. Особлива послідовність алгоритму дозволила скоротити час розрахунків.

Список літератури: **1.** Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. Оптимизация в технике: Пер. с англ. – М.: Мир, 1986. – Т.1. – 349с. **2.** Дымищ И.И. Коробки передач. – М.: Машгиз, 1960. – 360с. **3.** Бондаренко А.В. Оптимизация трехвальных коробок передач по критерию минимального межосевого расстояния / Алексей Бондаренко, Александр Устиненко // Вісник НТУ "ХПІ": Збірник наукових праць. Тем. вип. "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2008. – №28. – С.110-115. **4.** Бондаренко О.В. Критерії та шляхи оптимізації тривальних коробок передач / Олексій Бондаренко, Олександр Устиненко // Вісник НТУ "ХПІ": Збірник наукових праць. Тем. вип. "Машинознавство та САПР". – Харків: НТУ "ХПІ", 2009. – №19. – С.14-18. **5.** Кудрявцев В.Н., Кузьмин И.С., Филипенков А.Л. Расчет и проектирование зубчатых редукторов: Справочник / Под общ. ред. В.Н. Кудрявцева. – СПб.: Политехника, 1993. – 448с. **6.** Иосилевич Г.Б. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368с. **7.** Бондаренко О.В. Суміщення методів ЛПТ-пошуку та звуження околів при оптимізації тривальних коробок передач / Олексій Бондаренко // Механіка та машинобудування: науково-технічний журнал. – Харків: НТУ "ХПІ", 2010. – №1. – С.78-84.

Надійшла до редакції 21.04.10