

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України

Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут"

БОНДАРЕНКО ОЛЕКСІЙ ВІКТОРОВИЧ



УДК 62-23+519.6

ОПТИМІЗАЦІЯ СПІВВІСНИХ СТУПІНЧАСТИХ ПРИВОДІВ МАШИН ПО  
МАСОГАБАРИТНИМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ НА ПРИКЛАДІ ТРИВАЛЬНИХ КОРОБОК  
ПЕРЕДАЧ

Спеціальність 05.02.02 – машинознавство

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків – 2013

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин в Національному технічному університеті "Харківський політехнічний інститут" Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України.

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент

**Устиненко Олександр Віталійович,**  
Національний технічний університет  
"Харківський політехнічний інститут",  
старший науковий співробітник кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор

**Кириченко Ірина Олексіївна,**  
Східноукраїнський національний  
університет імені Володимира Даля,  
завідувач кафедри метрології

кандидат технічних наук, доцент

**Калінін Павло Миколайович,**  
Академія внутрішніх військ МВС України,  
професор кафедри інженерної механіки

Захист відбудеться " \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 2013 р. о \_\_\_\_ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.10 у Національному технічному університеті "Харківський політехнічний інститут" за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут" за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

Автореферат розісланий " \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 2013 року.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради Д 64.050.10



Г. Сукіасов

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Практично у всіх галузях машинобудування застосовуються ступінчасті приводи машин – коробки швидкостей, подач, редуктори та інші. Одна з груп таких приводів, що набуває все більш широкого розповсюдження – це співвісні ступінчасті приводи. В основному це пов'язано з їх зручністю компоновки в машинах завдяки співвісності вхідного та вихідного валів. Виділимо один із різновидів співвісних зубчастих приводів, що застосовується як у загальному, так і транспортному машинобудуванні – тривальні коробки передач. Проектування співвісних ступінчастих приводів машин з оптимально-раціональними характеристиками при дотриманні технічних та технологічних вимог є однією з проблем загального машинобудування.

Процес проектування співвісних ступінчастих приводів машин на основі оптимізації конструктивних параметрів повинен враховувати різноманітні вимоги, серед них:

- зменшення масових показників співвісних ступінчастих приводів машин, що дає змогу зекономити тони сировини по галузі і заощадити кошти, знизити споживання енергетичних ресурсів, а також відповідає загальній світовій тенденції;

- зменшення габаритних показників співвісних ступінчастих приводів машин дає змогу встановити їх у меншій об'єм, спроектувати іншу компоновальну схему, чи "вписати" новий привід в технічний об'єкт замість старого;

- збільшення навантажувальної здатності деталей та усього співвісного ступінчастого приводу в цілому, що дає змогу збільшити потужність, яка передається.

Одним з напрямів збільшення навантажувальної здатності та отримання найкращих конструктивних показників співвісних ступінчастих приводів машин є проведення оптимізації функціональних параметрів. Оптимізація співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритним характеристикам, із-за багатьох факторів, що впливають один на одного, являє собою актуальну задачу машинознавства, розв'язання якої визначило напрямок досліджень дисертаційної роботи.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційну роботу виконано на кафедрі теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин НТУ "ХПІ" у рамках завдань держбюджетних НДР МОН України "Розвиток теоретичних основ синтезу геометрії та моделювання втомної міцності нових зубчастих зачеплень" (ДР № 0110U001233), "Удар" (ДР № 0112U000008т) та "Добриня-3" (ДР № 110U000026), де здобувач був виконавцем окремих етапів.

**Мета та задачі дослідження.** Метою даної роботи є удосконалення методів різнокритеріальної оптимізації співвісних ступінчастих приводів машин за критеріями мінімальних міжосьової відстані, довжини та маси з врахуванням навантажувальної здатності основних елементів.

Для досягнення зазначеної мети поставлені наступні задачі:

- розглянути існуючі методики та підходи до проектування співвісних ступінчастих приводів машин з оптимальними конструктивними параметрами, зробити їх аналіз і виділити переваги та недоліки, що дає змогу окреслити напрямок подальших досліджень;

– розробити математичну модель проектування співвісних ступінчастих приводів машин з оптимальними конструктивними параметрами на прикладі тривальних коробок передач, як широко вживаних у машинобудуванні, а саме:

а) побудувати цільові функції за критеріями мінімальних міжосьової відстані, довжини і маси коробки передач; б) обрати змінні проектування; в) сформулювати обмеження на змінні проектування;

– розробити метод розв’язання задачі проектування співвісних ступінчастих приводів машин з використанням суміщення теорії ЛПт-пошуку та методу звуження околів;

– побудувати методику та алгоритми розв’язання задачі;

– провести тестові та перевірочні розрахунки щодо підтвердження та оцінки отриманих теоретичних результатів.

*Об’єкт дослідження:* процес проектування співвісних ступінчастих приводів машин з оптимальними масогабаритними характеристиками.

*Предмет дослідження:* функціональні залежності між геометро-конструктивними параметрами та масогабаритними характеристиками, з врахуванням технічних та технологічних вимог і обмежень, при різнокритеріальному оптимальному проектуванні співвісних ступінчастих приводів машин на прикладі тривальних коробок передач.

**Методи дослідження.** При виконанні дисертаційної роботи теоретичні розробки базуються на фундаментальних положеннях машинознавства та машинобудування, а також на використанні підходів та методів чисельного аналізу і програмної реалізації алгоритмів. Цільові функції та обмеження формували за допомогою загальних методів теорії передач зачепленням. Методи розрахунку зубчастих зачеплень на витривалість та міцність при переважних навантаженнях використовувались при перевірці обмежень задачі оптимізації. Методи оптимізації зондуванням можливого простору параметрів проектування і звуження околів, а також класичні методи математичного аналізу залучались при складанні таблиці можливих варіантів розв’язань задачі. Обробка отриманих даних проводилась класичними чисельними методами аналізу. Сучасні методи програмної реалізації алгоритмів оптимізації використано при розв’язанні задач оптимізації співвісних ступінчастих приводів машин.

**Наукова новизна одержаних результатів** полягає у наступному:

– набули подальшого розвитку функціональні залежності між геометро-конструктивними параметрами та масогабаритними характеристиками співвісних ступінчастих приводів машин, що дає змогу отримувати якісні результати при використанні методів математичної оптимізації у проектуванні останніх;

– набула подальшого розвитку система обмежень на змінні проектування при проектуванні співвісних ступінчастих приводів машин з оптимальними конструктивними параметрами, що дає змогу у повній мірі окреслити межі цього процесу за технічними та технологічними вимогами;

– вперше для проектування співвісних ступінчастих приводів машин з оптимальними конструктивними параметрами було адаптовано зондування простору параметрів за допомогою методу ЛПт-пошуку, що дає змогу виключити суб’єктивний вплив людини на процес проектування;

– вперше запропоновано багаторівневе генерування ЛПт-послідовності та його суміщення з методом звуження околів, що дає змогу розширити застосу-

вання та уникнути недоліків цих двох методів;

– вперше при проведенні генерування ЛПт-послідовності було запропоновано заміну послідовності логічних операцій, що дає змогу отримувати пробні точки з координатами, які є натуральними чи дискретними наперед заданими числами.

**Практичне значення одержаних результатів** для машинобудування полягає в удосконаленні методів проектування співвісних ступінчастих приводів машин з оптимальними конструктивними параметрами за критеріями мінімальних міжосьової відстані, довжини та маси з врахуванням навантажувальної здатності основних елементів. Розроблено методику та алгоритм оптимізації, які базуються на суміщенні методів багаторівневого генерування ЛПт-послідовності та звуження околів при врахуванні технічних та технологічних вимог до приводу.

Результати дисертаційної роботи впроваджені у ТОВ “НДІ ”Редуктор” (м. Київ) при розробці редукторів та мотор-редукторів загальномашинобудівного призначення, а також використані у навчальному процесі на кафедрах теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин, колісних та гусеничних машин ім. О.О. Морозова НТУ “ХП” у дисципліні "Числові методи в інформатиці" студентами спеціальності 6.050101 "Інформаційні технології проектування" при вивченні лекційної частини курсу та у дисципліні "Інтегровані комп'ютерні системи проектування та аналізу" студентами спеціальності 7.050101 "Інформаційні технології проектування".

**Особистий внесок здобувача.** Основні наукові положення та практичні результати роботи, які виносяться на захист, отримані особисто здобувачем. При цьому здобувачу належить:

– аналіз методики проектування зубчастих приводів з оптимальними конструктивними параметрами та вибір напрямку подальших досліджень;

– розробка математичної моделі проектування співвісних ступінчастих приводів машин з оптимальними конструктивними параметрами на прикладі тривальних коробок передач;

– розробка методу розв’язання задачі проектування співвісних ступінчастих приводів машин з оптимальними конструктивними параметрами на прикладі тривальних коробок передач на основі суміщення теорії ЛПт-пошуку і методу звуження околів, побудова методики та алгоритму розв’язання поставленої задачі;

– розробка методу обробки проміжних даних при розв’язанні задачі;

– проведення тестових та перевірочних розрахунків.

Формулювання задачі і завдань досліджень, а також обговорення отриманих результатів здійснювалися разом з науковим керівником.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення дисертаційної роботи і результати досліджень доповідалися на Міжнародних науково-практичних конференціях: “Проблеми якості і довговічності зубчастих передач, редукторів, їх деталей та вузлів” (2008, 2009, 2010, 2011, Севастополь), “Інформаційні технології: Наука, техніка, технологія, освіта, здоров’я” (2008, 2009, 2010, 2011, 2012, Харків), “Динаміка, надійність та довговічність механічних і біомеханічних систем та елементів їх конструкції” (2009, Севастополь).

**Публікації.** Результати досліджень за темою дисертаційної роботи опуб-

ліковано в 14 наукових працях, серед яких 8 у наукових фахових виданнях України, 6 – у матеріалах конференцій.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається з вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Повний обсяг дисертаційної роботи складає 230 сторінок, у тому числі 35 рисунки у тексті, 1 рисунок на окремій сторінці, 13 таблиць у тексті, 122 найменування використаних джерел на 11 сторінках, 4 додатки на 75 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми, сформульовані мета дисертаційної роботи, задачі досліджень, наукова новизна і практична цінність роботи.

У **першому розділі** проведено аналіз джерел, у яких викладено підходи і методи проектування редукторів та коробок передач з оптимальними конструктивними параметрами, а також загальні методи математичної оптимізації.

На сьогоднішній день питанню математичної оптимізації присвячено значну кількість джерел, бо проблема вибору параметрів проектування, що стоїть перед інженером чи дослідником, є дуже складною. Слід відмітити роботи Реклейтиса Г., Турчака Л.И., Карасьова А.Г., Плотникова П.В., Жиглявського А.А., Полака Э., Горбатюка Н.В., Кіні Р.Л. Проектування співвісних ступінчастих приводів машин з оптимальними конструктивними параметрами освітлено у працях Чернавського С.А., Іосилевича Г.Б., Кириченко І.О., Блескуна В.Р., Красікової Н.А., Соломки Ю.І., Оніщенко В.П., Калініна П.М., Ісадченка В.С.

Аналіз публікацій по загальному стану сучасних підходів проектування технічних систем, загальних методів математичної оптимізації та технології виготовлення співвісних ступінчастих приводів машин дає змогу зробити наступні висновки:

- існуючі підходи проектування співвісних ступінчастих приводів не враховують інтегральність проектування, тому неможливо однозначно обрати тільки один з підходів для подальшого застосування;

- потребує удосконалення загальний підхід до оптимально-раціонального проектування співвісних ступінчастих приводів машин на прикладі тривальних коробок передач, який враховував би перелік конструкторських, технічних та технологічних вимог та обмежень.

У **другому розділі** розроблено математичну модель проектування співвісних ступінчастих приводів машин з оптимальними конструктивними параметрами на прикладі тривальних коробок передач.

*Цільові функції та змінні проектування.* Найбільш значущі характеристики для коробок передач: міжосьова відстань, довжина та маса; використовуємо їх у якості критеріїв.

Цільова функція у випадку, коли критерієм оптимальності є мінімальна міжосьова відстань (тут і далі розглядається випадок  $x_2=0$ ):

$$F_a = \sum_{\mu=1}^s 0.5 \cdot m_{\mu} \cdot (z_{\mu,1} + z_{\mu,2}) \cdot \frac{1}{\cos \beta_{\mu}}, F_a \rightarrow \min. \quad (1)$$

Змінними проектування (рисунок 1) є:  $m_{\mu}$  – відповідні модулі пар зубчастих коліс ( $\mu=1, \dots, s$ ),  $s$  – кількість зубчастих зачеплень у приводі машини;

$z_{\mu,k}$  – відповідні числа зубців коліс,  $k$  – номер колеса у зачепленні ( $k=1$  – ведуче колесо,  $k=2$  – ведене колесо);  $\beta_{\mu}$  – кути нахилу зубців у зачепленнях.

Деякі з параметрів ( $z_{2,2}, z_{3,2}, \dots, z_{s,2}$ ) обчислюються через інші (числа зубців та передавальні відношення коробки передач) для зменшення розмірності задачі:

$$z_{n,2i,J} = \text{Round}\left(i_{knl} \cdot z_{1,1i} \cdot z_{n,1i} / z_{1,2i}\right), \quad (2)$$

$$n=2, \dots, s; J=2s+2, \dots, 3s.$$

де  $J$  – порядковий номер параметру;  $i_{knl}$  – передавальне відношення приводу на передачі.

Цільова функція у випадку, коли критерієм оптимальності є мінімальна довжина коробки передач:

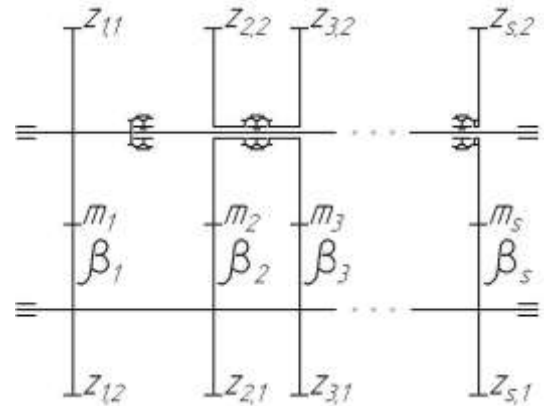


Рисунок 1– Схема коробки передач

$$F_L = \sum_{\mu=1}^y L_{\text{син}_{\mu}} + \sum_{w=1}^h L_{\text{заз}_w} + \sum_{r=1}^g L_{\text{підш}_r} + \sum_{t=1}^f L_{\text{кр}_t} + \sum_{\mu=1}^s b_{w\mu}, \quad F_L \rightarrow \min, \quad (3)$$

де  $\sum_{\mu=1}^y L_{\text{син}_{\mu}}$  – сумарна ширина усіх синхронізаторів коробки передач,  $y$  – кількість синхронізаторів у коробці передач;

$\sum_{w=1}^h L_{\text{заз}_w}$  – сумарна ширина зазорів між зубчастими колесами та зазорів між картером та зубчастими колесами,  $h$  – кількість зазорів;

$\sum_{r=1}^g L_{\text{підш}_r}$  – сумарна ширина підшипників ведучого та веденого валів,  $g$  – кількість підшипників ведучого та веденого валів;

$\sum_{t=1}^f L_{\text{кр}_t}$  – сумарна ширина кришок опор ведучого та веденого валів,  $f$  – кількість кришок опор.

Змінні проектування залишаються тими ж самими, бо ширини зубчастих вінців і міжосьова відстань розраховуються за модифікованим проектувальним розрахунком зачеплень на міцність через вказані для попередньої цільової функції змінні проектування.

Цільова функція у випадку, коли критерієм оптимальності є мінімальна маса коробки передач:

$$F_M = \sum_{j=1}^r M_{\text{кол}_j} + \sum_{c=1}^v M_{\text{вал}_c} + \sum_{\mu=1}^u M_{\text{син}_{\mu}} + \sum_{o=1}^6 M_{\text{підш}_o} + M_{\text{кар}}, \quad F_M \rightarrow \min, \quad (4)$$

де  $\sum_{j=1}^r M_{\text{кол}_j}$  – сумарна маса усіх зубчастих коліс у коробці передач,

$r$  – кількість зубчастих коліс у коробці передач ( $r=2s$ );  $\sum_{c=1}^v M_{\text{вал}_c}$  – сумарна маса усіх валів у

коробці передач,  $v$  – кількість валів у коробці передач;  $\sum_{\mu=1}^y M_{\text{син}_{\mu}}$  – сумарна маса усіх синхронізаторів у коробці передач (береться відповідно до

прототипної коробки передач),  $y$  – кількість синхронізаторів у коробці передач;  $\sum_{r=1}^g M_{підшп_r}$  – сумарна маса усіх підшипників у коробці передач,  $g$  – кількість підшипників у коробці передач;  $M_{кар}$  – маса картеру коробки передач.

Сумарна маса усіх зубчастих коліс у коробці передач дорівнює

$$\sum_{j=1}^r M_{кол_j} = \sum_{\mu=1}^s \frac{\pi \cdot m_{\mu}^2 \cdot (z_{\mu,1}^2 + z_{\mu,2}^2) \cdot b_{w\mu} \cdot \rho_{зк}}{4 \cdot \cos^2 \beta_{\mu}}. \quad (5)$$

Сумарна маса валів для випадку тривальної коробки передач дорівнює

$$\sum_{c=1}^v M_{вал} = M_{вх.вал} + M_{вих.вал} + M_{пром.вал}, \quad (6)$$

де  $M_{вх.вал}$ ,  $M_{вих.вал}$  та  $M_{пром.вал}$  – маса вхідного, вихідного та проміжного валів.

Маса картеру коробки передач орієнтовно обчислюється як маса оболонки паралелепіпеда з відповідною товщиною стінок на кожній з граней. Товщини стінок на даному етапі можна беруть з прототипної коробки передач, або з проектних рекомендацій. Тоді

$$\sum M_{кар} = \left( \begin{array}{l} L_{картер} \cdot H_{картер} \cdot 2e_1 + S_{картер} \cdot H_{картер} \cdot 2e_2 + \\ + L_{картер} \cdot S_{картер} \cdot e_3 + L_{картер} \cdot S_{картер} \cdot e_4 \end{array} \right) \cdot \rho_{кар}. \quad (7)$$

Змінні проектування залишаються тими ж самими, що і для попередніх цільових функцій.

*Обмеження на змінні проектування.* Вводяться у вигляді рівностей та нерівностей, при цьому змінні проектування обмежені як числовими значеннями, так і деякими функціями:

1. Для тривальної коробки передач, з врахуванням співвідносі вхідного та вихідного валів, міжосьові відстані зачеплень повинні бути рівні між собою

$$\frac{0.5 \cdot m_1 \cdot (z_{1,1} + z_{1,2})}{\cos \beta_1} = \frac{0.5 \cdot m_2 \cdot (z_{2,1} + z_{2,2})}{\cos \beta_2} = \dots = \frac{0.5 \cdot m_s \cdot (z_{s,1} + z_{s,2})}{\cos \beta_s}. \quad (9)$$

2. Зубці коліс повинні мати необхідну контактну та згинну витривалість, а також міцність при перевантаженнях. При співставленні розрахункових напружень ( $\sigma_{H\mu}$ ,  $\sigma_{F\mu,k}$ ) та напружень, що допускаються ( $\sigma_{HP\mu}$ ,  $\sigma_{FP\mu,k}$ ), а також при дії максимального навантаження повинні виконуватися наступні умови:

$$\sigma_{H\mu} \leq \sigma_{HP\mu}, \quad \sigma_{H \max \mu} \leq \sigma_{HP \max \mu}; \quad \sigma_{F\mu,k} \leq \sigma_{FP\mu,k}, \quad \sigma_{F \max \mu} \leq \sigma_{FP \max \mu}. \quad (10)$$

3. Модулі зубців повинні приймати дискретні значення відповідно до ГОСТ 9563-60:

$$m_n = 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6, \dots, m_{n_{\max}}. \quad (11)$$

4. Числа зубців коліс повинні приймати цілі значення (мають бути натуральними –  $N$ ), а також обмежені верхнім та нижнім значенням:



$$z_{\mu,k} \in N; \quad z_{\min} \leq z_{\mu,k} \leq z_{\max}. \quad (12)$$

5. Обмеження на передавальні відношення пар зубчастих коліс зачеплень з вимог габаритного співвідношення

$$i_{\mu} = \frac{\omega_{\mu,1}}{\omega_{\mu,2}} = \frac{z_{\mu,2}}{z_{\mu,1}} \leq i_{\max}. \quad (13)$$

6. Кути нахилу зубців коліс повинні бути у межах від  $\beta_{\min}$  до  $\beta_{\max}$ , тобто

$$\beta_{\min} \leq \beta_{\mu} \leq \beta_{\max}. \quad (14)$$

7. Коефіцієнт ширини зубчастого колеса повинен бути менше максимально допустимого значення

$$\psi_{bd\mu} \leq \psi_{bd\mu}^{\max}. \quad (15)$$

Наведені рекомендації для побудови математичних моделей проектування тривальних коробок передач з оптимальними конструктивними параметрами з кількістю передач від двох і більше, співвісних редукторів, не співвісних зубчастих редукторів. Такі рекомендації дозволяють розширити використання приведеного у роботі підходу до проектування приводів, що оснований на суміщенні теорії ЛПт-пошуку та методу звуження околів.

У **третьому розділі** представлена розробка методу розв'язання задачі проектування співвісних ступінчастих приводів машин з оптимальними конструктивними параметрами на прикладі тривальних коробок.

Показана доцільність і зручність використання методів дослідження простору параметрів з використанням рівномірно-розподілених послідовностей точок, що отримуються за псевдо-випадковим законом розподілення. Найбільш рівномірно розподіленим є ЛПт-розподілення.

Виділені переваги та недоліки методу ЛПт-пошуку та, для знаходження більш якісного розв'язання, обґрунтовано необхідність суміщення його з методом звуження околів, що обкреслюються обмеженнями на змінні проектування.

*ЛПт-рівномірно розподілені послідовності* представлені у вигляді наступних залежностей.

Якщо точки  $Q_i$  з декартовими координатами  $(q_{i,1}, \dots, q_{i,n})$  є рівномірно розподіленою послідовністю в  $K^n$  (одичинний  $n$ -вимірний куб), то точки  $A_j$  з декартовими координатами  $(\alpha_{j,1}, \dots, \alpha_{j,n})$ , де при  $j = 1, 2, \dots, n$

$$\alpha_{i,j} = a_j + (b_j - a_j) \cdot q_{i,j}, \quad (16)$$

є рівномірно розподіленою послідовністю в паралелепіпеді  $\Pi$  ( $n$ -вимірний паралелепіпед), що складається з точок  $(\alpha_1, \dots, \alpha_n)$ , координати яких задовольняють нерівностям  $a_j \leq \alpha_j \leq b_j$ .

Декартові координати  $q_{i,j}$  для ЛПт-послідовності обчислюються за арифметичним алгоритмом. Цей алгоритм базується безпосередньо на розрахунках за таблицею чисельників  $r_j^{(l)}$ . За заданим номером точки  $i$  обчислюється параметр

$$m = 1 + [\ln i / \ln 2], \quad (17)$$

а потім для кожного параметру  $j$  ( $j=1,2,\dots,n$ ) обчислюється координата

$$q_{i,j} = \sum_{k=1}^m 2^{-k+1} \left\{ \frac{1}{2} \sum_{l=k}^m [2^{\{i^{-l}\}}] \cdot [2^{\{r_j^{(l)}\}} 2^{k-1-l}] \right\}. \quad (18)$$

У останніх двох формулах  $[z]$  – ціла частина, а  $\{z\}$  – дрібна частина числа  $Z$ .

Використання *методу звуження околів* припускає поступове зменшення “радіусів куль” у просторі параметрів. Запропоновано зменшувати радіус ( $V_i$ ) кулі шляхом поділу на число, тобто  $V_i = V_{i-1} / \Omega$ ,  $i = 1, 2, \dots$ .

При розв’язанні задачі оптимізації тривальних коробок передач запропоновано звужувати окіл таких параметрів, як числа зубців та кути нахилу зубців у зачепленні, а окіл модулів залишати постійним. Запропоновано згрупувати вказані параметри у дві групи: перша група – числа зубців  $z_{1,1}, z_{1,2}, \dots, z_{s,1}, z_{s,2}$ ; друга група – кути нахилу  $\beta_1, \dots, \beta_s$ . Це дає змогу зменшити кількість дільників до двох значень  $\Omega_1$  та  $\Omega_2$ , які додаються до параметрів проектування.

Знаходження кількості параметрів проектування в залежності від кількості передач у коробці  $\Theta$ , при наявності (а) та відсутності (б) прямої передачі здійснюється за залежностями:

$$\text{а) } N = 6 + 3 \cdot (\Theta - 1), \quad \text{б) } N = 6 + 3 \cdot \Theta. \quad (19)$$

Вибір параметрів ( $\Omega_1, \Omega_2$ ) здійснюється за псевдо-випадковим законом розподілення (ЛПт-последовність). Але у зв’язку з тим, що ЛПт-последовність має обмеження на кількість рівномірно-розподілених пробних точок (до  $2^{20}$ ) і встановлено, що для оптимізації багатоступінчастих співвісних приводів машин цього недостатньо, а кількість параметрів збільшилась, прийнято рішення вивести параметри ( $\Omega_1, \Omega_2$ ), у зовнішню “оболонку” задачі. Виникаюче накладення ЛПт-последовності самої на себе дає змогу збільшувати кількість пробних точок.

Введені параметри проектування ( $\Omega_1, \Omega_2$ ) також мають свої числові обмеження:

$$\Omega_{\min} \leq \Omega_1 \leq \Omega_{\max}; \quad \Omega_{\min} \leq \Omega_2 \leq \Omega_{\max}. \quad (20)$$

Кількість точок на цьому діапазоні обирається проектувальником самостійно і може дорівнювати до  $2^{20}$ , зважаючи на потужності обчислювального комплексу.

Таких оболонок може бути декілька. В залежності від кількості оболонок ( $\Lambda$ ) алгоритму кількість пробних точок ( $\Gamma$ ) буде дорівнювати

$$\Gamma = (2^{20})^\Lambda. \quad (21)$$

У **четвертому розділі** представлена розробка методики та алгоритму розв’язання задачі проектування співвісних ступінчастих приводів машин з оптимальними конструктивними параметрами на прикладі тривальних коробок передач. Схема оптимізаційного алгоритму проілюстрована на рисунку 2.

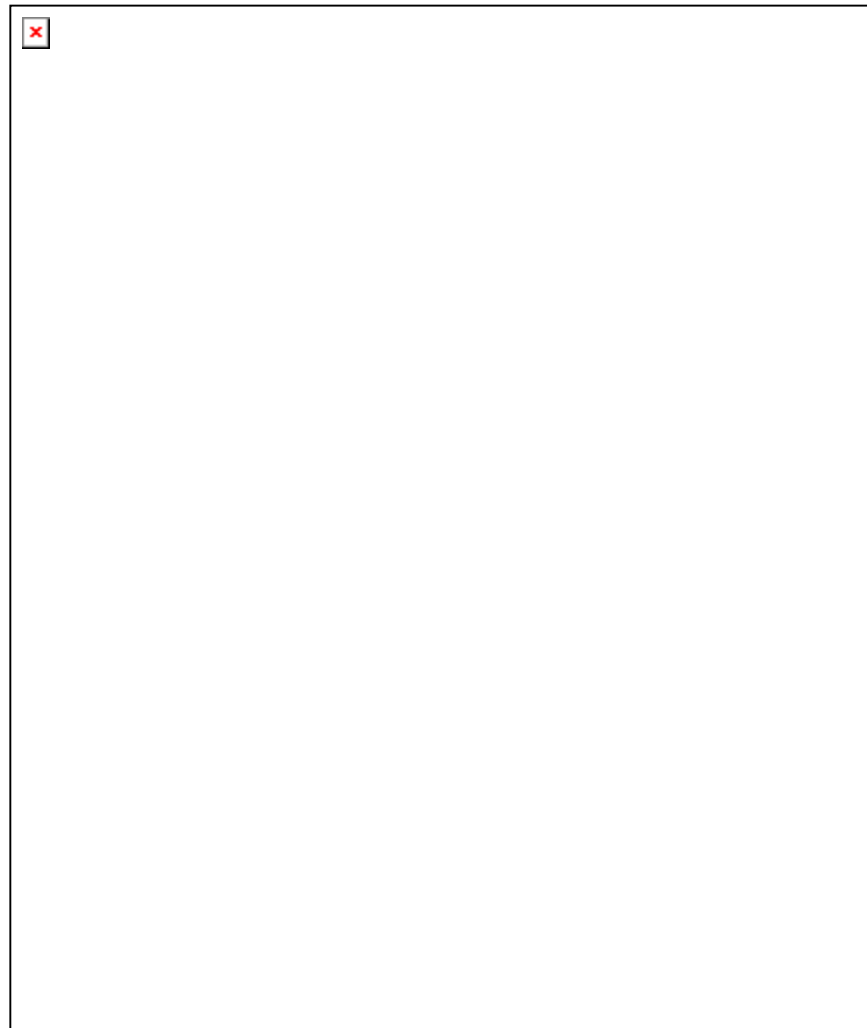
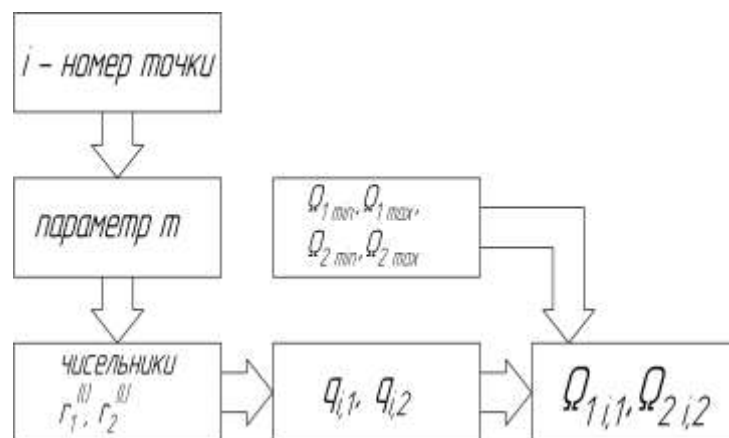


Рисунок 2 – Схема алгоритму оптимізації

Наведені основні особливості функціонування алгоритму оптимізації. Обрані два концептуальні шляхи процедури оптимізації: оптимізація вже існуючої коробки передач та оптимальне проектування нового зразка. Освітлені вхідні дані, що обираються проектувальником, зважаючи на шлях оптимізації. Докладно описані основні етапи алгоритму оптимізації.

Генерування ЛПт-послідовності для зондування двовимірного простору у координатах коефіцієнтів звуження параметрів ( $\Omega_1, \Omega_2$ ) (зовнішньої оболонки алгоритму) зображено на рисунку 3.

Рисунок 3 – Схема вибору координат  $\Omega_1, \Omega_2$

Генерування ЛПт-послідовності у просторі параметрів “модулі – числа зубців – кути нахилу зубців” ( $m, z, \beta$ ) проходить наступним чином.

Особливістю групи модулів є те, що вони повинні приймати стандартні (фіксовані) значення. Вибір модулів (рисунок 4) зі стандартного ряду пропонується здійснювати шляхом збільшення координати  $q_{i,j}$  на кількість значень модулів у ряді (11) з наступним математичним округленням до цілого значення. За отриманим числом (порядковим номером) обирається модуль з ряду.

Обґрунтована можливість заміни послідовності логічних операцій при ЛПт-пошуку, рисунок 5.

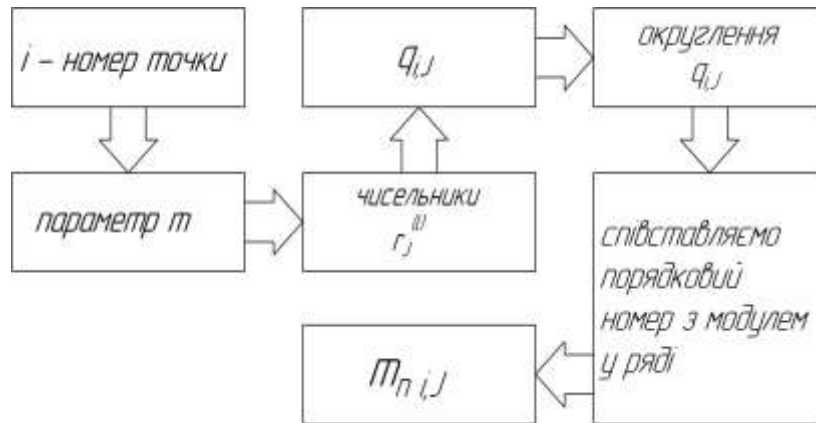


Рисунок 4 – Схема вибору координат модулів



Рисунок 5 – Заміна послідовності логічних операцій:

а) – загально прийнята послідовність, б) – запропонована послідовність

Наступна група параметрів – числа зубців коліс. Вони повинні приймати тільки цілі значення, на відміну від координат, отриманих за ЛПт-послідовністю. Застосування математичного округлення на ці параметри дає змогу уникнути вказаної проблеми. Схема вибору координат цих пробних точок проілюстрована на рисунку 6.

Схема вибору координат точок, що відповідають параметрам кутів нахилу зубців у зачепленні, наведена на рисунку 7.

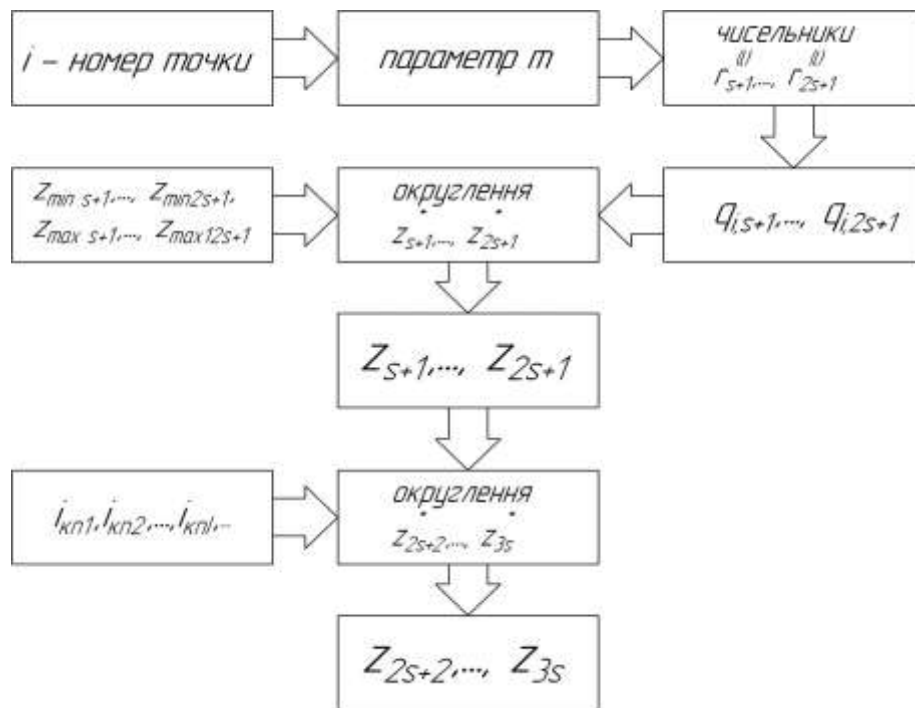


Рисунок 6 – Схема вибору координат чисел зубців:

$z^*$  – розраховані за ЛПТ-послідовністю (дрібні) значення чисел зубців

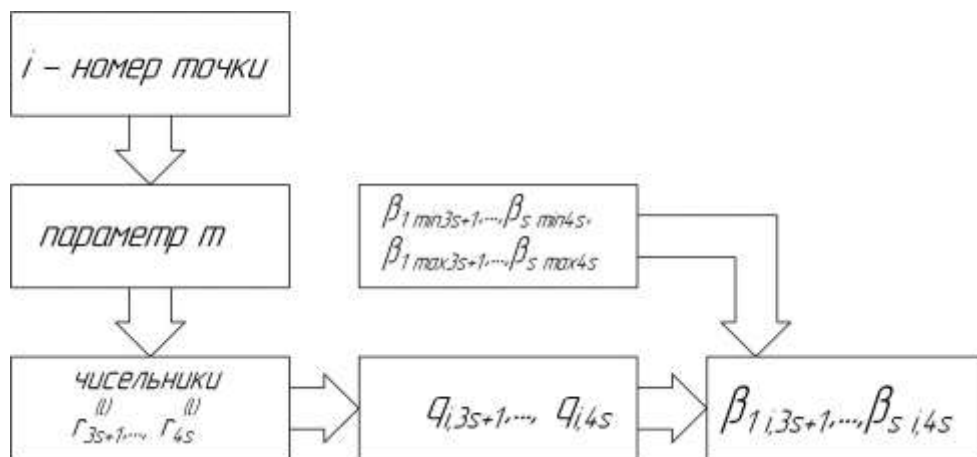


Рисунок 7 – Схема вибору координат кутів нахилу

Перевірка обмежень на змінні проектування (рисунок 8) полягає у послідовному відсіві пробних точок (з врахуванням об'єму математичних обчислень), які не проходять числові та функціональні обмеження рівності та нерівності. Перевірка похибки передавальних відношень коробки передач ( $\Delta i_{kn}$ ), що отримані за значеннями чисел зубців, відносно заданих при проектуванні:

$$i_{knl}^{розр} \leq i_{knl} \left( 1 + \frac{\Delta i_{kn}}{100} \right); \quad i_{knl}^{розр} \geq i_{knl} \left( 1 - \frac{\Delta i_{kn}}{100} \right), \quad (\mu = 2, \dots, s). \quad (22)$$

Розрахункові значення передавальних відношень ( $i_{knl}^{розр}$ ) коробки передач знаходяться за залежністю:

$$i_{knl}^{розр} = \left( \frac{z_{1,2i,s+2}}{z_{1,1i,s+1}} \right) \left( \frac{z_{\mu,2i,J}}{z_{\mu,1i,J}} \right), \quad (\mu = 2, \dots, s). \quad (23)$$



Рисунок 8 – Схема перевірки однієї точки

Перевірки похибки міжосьових відстаней виконуються відносно базової  $a_w$ . У якості останньої прийнято середню міжосьову відстань ( $a_{w.сер}$ ), тоді

$$a_{w.сер} \left( 1 - \frac{\Delta a_w}{100} \right) \leq 0,5 \cdot m_{\mu_i, J} \cdot (z_{\mu, 1i, J} + z_{\mu, 2i, J}) \cdot \frac{1}{\cos(\beta_{\mu_i, J})} \leq a_{w.сер} \left( 1 + \frac{\Delta a_w}{100} \right). \quad (24)$$

Описані етапи проведення перевірки відповідають вказаним вище обмеженням на змінні проектування. Зазначимо, що розрахунок на контактну витривалість зубців здійснюється послідовним наближенням, а саме: спочатку за модифікованим проектувальним розрахунком визначаються ширини вінців через змінні проектування та середньо-рекомендовані значення коефіцієнтів. Потім уточнюються значення коефіцієнтів та знову розраховуються значення ширин вінців, і так далі. Процес зупиняється, коли різниця між коефіцієнтами стає достатньо малою. Після цього проводиться стандартний перевірочний розрахунок.

Змінення крайніх значень параметрів (чисел зубців та кутів нахилу) проводиться у відповідності з номером кроку ( $u$ ) за залежностями:

$$\begin{aligned} z_{\mu, k \min_u} &= z_{\mu, k_{u-1}} - (z_{\mu, k \max_{u-1}} - z_{\mu, k \min_{u-1}}) / \Omega_1; & z_{\mu, k \max_u} &= z_{\mu, k_{u-1}} + (z_{\mu, k \max_{u-1}} - z_{\mu, k \min_{u-1}}) / \Omega_1; \\ \beta_{\mu \min_u} &= \beta_{\mu_{u-1}} - (\beta_{\mu \max_{u-1}} - \beta_{\mu \min_{u-1}}) / \Omega_2; & \beta_{\mu \max_u} &= \beta_{\mu_{u-1}} + (\beta_{\mu \max_{u-1}} - \beta_{\mu \min_{u-1}}) / \Omega_2. \end{aligned} \quad (25)$$

На етапі збільшення точності розрахунків проводиться зменшення похибки рівності міжосьових відстаней між зубчатыми зачепленнями.

На виході з зовнішньої оболонки алгоритму відібрані точки формують таблицю можливих варіантів параметрів проектування з відповідними значеннями цільових функцій. Пошук розв'язання задачі здійснюється шляхом сортування вказаної таблиці.

У п'ятому розділі представлені приклади проектування тривальних коробок передач з оптимально-раціональними конструктивними параметрами за допомогою розробленого програмного комплексу. Реалізація програмного комплексу здійснювалася у середовищі Delphi 7. Наведена схема програми та препроцесор вхідних даних.

Наведені приклади розв'язання задач оптимізації коробки передач автомобіля ЗИЛ-130 та коробки передач модернізованого автобусу ЛАЗ. Для останньої нижче наведені результати числового експерименту та аналіз.

Таблиця 1 – Базові значення параметрів коробки передач

число зубців колеса	$z_{1,1}$	$z_{1,2}$	$z_{2,1}$	$z_{2,2}$	$z_{3,1}$	$z_{3,2}$	$z_{4,1}$	$z_{4,2}$	$z_{5,1}$	$z_{5,2}$	$z_{6,1}$	$z_{6,2}$
значення	25	43	38	29	32	35	26	42	19	47	12	52
модуль, мм	$m_1$		$m_2$		$m_3$		$m_4$		$m_5$		$m_6$	
значення	4,5		4,5		4,5		4,5		4,5		5	
кут нахилу зубців, град	$\beta_1$		$\beta_2$		$\beta_3$		$\beta_4$		$\beta_5$		$\beta_6$	
значення	17		17		17		17		17		0	
ширина зубчастого вінця, мм	$b_{w1}$		$b_{w2}$		$b_{w3}$		$b_{w4}$		$b_{w5}$		$b_{w6}$	
значення	32		30		34		30		36		32	

Таблиця 2 – Значення цільових функцій

№ з/п	Критерій	$F_{a\Sigma}$ , мм	$F_l$ , мм	$F_m$ , кг
1	$F_{a\min}$	823,819	656,46	79,896
2	$F_{l\min}$	1225,142	573,197	88,425
3	$F_{m\min}$	877,37	640,445	76,907

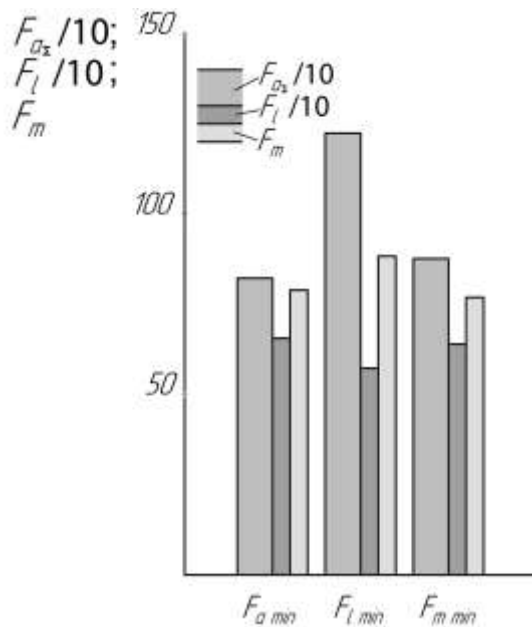


Рисунок 8 – Діаграма значень цільових функцій

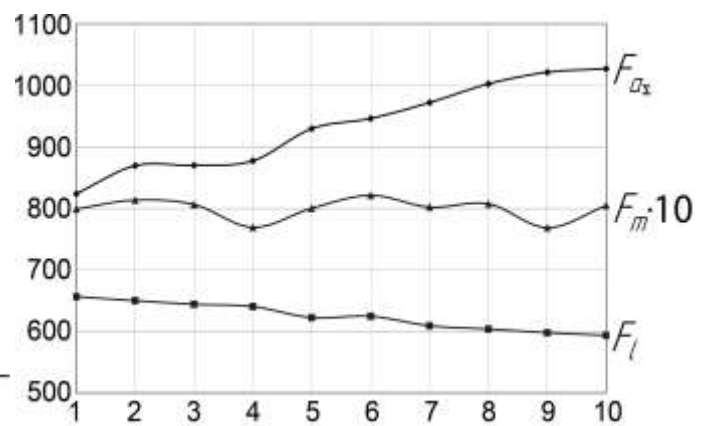


Рисунок 9– Графік зміни значень цільових функцій (при сортуванні за  $F_{a\Sigma}$ )

Таблиця 3 – Оптимально-раціональні значення параметрів

число зубців колеса	$z_{1,1}$	$z_{1,2}$	$z_{2,1}$	$z_{2,2}$	$z_{3,1}$	$z_{3,2}$	$z_{4,1}$	$z_{4,2}$	$z_{5,1}$	$z_{5,2}$	$z_{6,1}$	$z_{6,2}$
значення	15	35	47	26	50	40	23	27	29	53	14	45
модуль, мм	$m_1$		$m_2$		$m_3$		$m_4$		$m_5$		$m_6$	
значення	5,5		3,5		2,75		5,5		3		4,5	
кут нахилу зубців, град	$\beta_1$		$\beta_2$		$\beta_3$		$\beta_4$		$\beta_5$		$\beta_6$	
значення	4,878		22,222		26,267		4,875		26,962		15,854	

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі розв’язана науково-практична задача машинознавства – удосконалення методів проектування співвісних ступінчастих приводів машин з оптимальними конструктивними параметрами на прикладі тривальних коробок передач за критеріями мінімальних міжосьової відстані, довжини та маси з врахуванням навантажувальної здатності основних елементів.

Основні наукові та практичні результати і висновки роботи полягають у наступному:

1. Беручи до уваги існуючі методи та підходи до проектування співвісних ступінчастих приводів машин з оптимальними конструктивними параметрами, а також на основі існуючих загальних методів математичної оптимізації, обрано напрямок удосконалення методів різнокритеріальної оптимізації одного із типів таких приводів, а саме тривальних коробок передач.

2. Розроблено удосконалену математичну модель проектування співвісних ступінчастих приводів машин з оптимальними конструктивними параметрами на прикладі тривальних коробок передач, а саме:

– набули подальшого розвитку цільові функції за критеріями мінімальних міжосьової відстані, довжини та маси тривальних коробок передач, що дає змогу зменшити відповідні масогабаритні характеристики, на відміну від традиційних однокритеріальних підходів;

– обрано змінні проектування, що відповідають водночас усім цільовим функціям. Записані функціональні залежності для знаходження кількості змінних проектування від кількості зачеплень у коробці передач;

– сформульовані обмеження у вигляді рівностей та нерівностей, при цьому змінні проектування обмежені як числовими значеннями, так і деякими функціями, для певних умов накладені обмеження на співвідношення між змінними проектування. Все це дає змогу, на відміну від загальноприйнятих підходів, раціонально окреслити простір пошуку та повністю характеризувати усі зв’язки конструкції, геометрії та міцності коробки передач.

3. Розроблено комбіновану методику проектування співвісних ступінчастих приводів машин з оптимальними конструктивними параметрами, що дає змогу якісно та з мінімальними часовими витратами знаходити розв’язання.

Використання суміщення методів ЛПТ-пошуку та звуження околів дає змогу спростити процес проектування та уникнути недоліків цих двох методів, а застосування багаторівневого зондування дає змогу значно збільшити кіль-



кість пробних точок, порівняно з традиційною схемою, для підвищення точності отриманих даних – до  $(2^{20})^{\Lambda}$  (де  $\Lambda$  – кількість оболонок алгоритму).

Запропонована заміна послідовності логічних операцій є можливою тому, що для машинобудування ЛПТ-пошук, як інструмент для розв'язання представленої задачі, не є теорією із застиглою системою принципів. Ця нова модифікація логіки пошуку дає змогу отримувати пробні точки з координатами, які є натуральними або дискретними наперед заданими числами.

4. Реалізацію розробленої методики представлено у вигляді комплексного алгоритму, який поєднує вказані вище цільові функції, обмеження та методи оптимізації з раціональною послідовністю перевірки обмежень, звуженням околів пошуку розв'язання та аналізом і обробкою отриманих результатів.

Реалізацію алгоритму здійснено у програмному середовищі Delphi 7, отриманий програмний продукт є зручним у використанні і може бути легко модифікований за бажанням проектувальника.

Наведені рекомендації для побудови математичних моделей при оптимальному проектуванні ступінчастих зубчатих приводів машин (коробок передач з кількістю передач від двох і більше, співвісних редукторів, не співвісних зубчастих редукторів), які дають змогу проектувальнику коригувати за потребою надані у роботі методику та алгоритм.

5. Апробації методики оптимізації на існуючих коробках передач показали, що результати розрахунків підтверджують адекватність математичної моделі розв'язання задачі оптимізації: знайдені оптимальні значення масогабаритних показників коробок передач відносно прототипів. Наприклад, міжосьові відстані порівняно з базовими тривальними коробками передач зменшились на 4...14%, довжини – до 17%, маса – на 10...15%.

6. Результати дисертаційної роботи впроваджені у вигляді програмного комплексу, методик та рекомендацій у ТОВ "НДІ "Редуктор" (м. Київ) при розробці редукторів та мотор-редукторів загальномашинобудівного призначення, а також використані у навчальному процесі на кафедрах теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин, колісних та гусеничних машин ім. О.О. Морозова НТУ "ХПІ".

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Бондаренко А.В. Оптимизация трехвальных коробок передач по критерию минимального межосевого расстояния / А.В. Бондаренко, А.В. Устиненко // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Харків : НТУ "ХПІ", 2008. – №28. – С. 110–115.

*Здобувачем розроблено підхід до оптимізації тривальних коробок передач за критерієм мінімальної міжосьової відстані.*

2. Бондаренко О.В. Критерії та шляхи оптимізації тривальних коробок передач / О.В. Бондаренко, О.В. Устиненко // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Харків : НТУ "ХПІ", 2009. – №12. – С. 14–18.

*Здобувачем запропоновані основні критерії оптимізації тривальних коробок передач та наведені функціональні залежності за ними, а також приведені шляхи розв'язання оптимізаційної задачі.*

3. Бондаренко О.В. Оптимізація тривальних коробок передач за масогабаритними характеристиками: критерії та цільові функції / О.В. Бондаренко, О.В. Устиненко // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Харків : НТУ "ХПІ", 2010. – №19. – С. 34–39.

*Здобувачем запропоновані цільові функції по критеріям оптимізації тривальних коробок передач та наведені функціональні залежності між геометро-конструктивними параметрами і масогабаритними характеристиками тривальних коробок передач.*

4. Бондаренко О.В. Оптимізація тривальних коробок передач за критерієм мінімальної міжосьової відстані методом ЛПт-пошуку / О.В. Бондаренко, О.В. Устиненко // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Харків : НТУ "ХПІ", 2010. – №27. – С. 31–37.

*Здобувачем запропоновано підхід до оптимізації тривальних коробок передач за критерієм мінімальної міжосьової відстані методом ЛПт-пошуку.*

5. Бондаренко О.В. Суміщення методів ЛПт-пошуку та звуження околів при оптимізації тривальних коробок передач // Механіка та машинобудування. – Харків : НТУ "ХПІ", 2010. – №1. – С. 78–84.

6. Бондаренко О.В. Алгоритм оптимізації тривальних коробок передач за масогабаритними характеристиками / О.В. Бондаренко, О.В. Устиненко // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Харків : НТУ "ХПІ", 2011. – №28. – С. 13–22.

*Здобувачем запропоновано алгоритм оптимізації тривальних коробок передач за масогабаритними характеристиками.*

7. Бондаренко О.В. Вибір коефіцієнтів звуження околів простору параметрів в оптимізаційному процесі, побудованому на суміщенні методів ЛПт-пошуку та звуження околів / О.В. Бондаренко, О.В. Устиненко, Я.О. Дьяченко, О.І. Синельнікова // Вісник СевНТУ : Механіка, енергетика, екологія: зб. наук. праць. – Севастополь : СевНТУ, 2011. – Вип. 120 – С.59–63.

*Здобувачем запропоновано підхід до вибору коефіцієнтів звуження околів простору параметрів в оптимізаційному процесі, побудованому на суміщенні методів ЛПт-пошуку та звуження околів.*

8. Бондаренко О.В. Оптимізації співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритними характеристиками на прикладі тривальних коробок передач / О.В. Бондаренко, О.В. Устиненко // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Харків : НТУ "ХПІ", 2012. – №22. – С. 16–27.

*Здобувачем проведено узагальнення методу оптимізації співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритними характеристиками на прикладі тривальних коробок передач та проведені числові експерименти.*

9. Бондаренко О.В. Оптимізація тривальних коробок передач за критерієм мінімальної міжосьової відстані / О.В. Бондаренко, О.В. Устиненко // Міжнародна науково-практична конференція "Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я" : Матеріали XVI міжнародної науково-практичної конференції. – Харків : НТУ "ХПІ", 2008. – С. 140.

*Здобувачем розроблено підхід до оптимізації тривальних коробок передач за критерієм мінімальної міжосьової відстані.*

10. Бондаренко А.В. Выбор оптимальных параметров зацеплений трех-

вальних коробок передач по критерію мінімального межосевого расстояния / А.В. Бондаренко, А.В. Устиненко // Международная научно-практическая конференция "Динамика, надежность и долговечность механических и биомеханических систем и элементов их конструкций" : Материалы международной научно-технической конференции. – Севастополь : СевНТУ, 2009. – С. 172–175.

*Здобувачем розроблено підхід до вибору оптимальних параметрів тривальних коробок передач за критерієм мінімальної міжосьової відстані.*

11. Бондаренко О.В. Критерії та шляхи оптимізації тривальних коробок передач / О.В. Бондаренко, О.В. Устиненко // Міжнародна науково-практична конференція "Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я" : Матеріали XVII міжнародної науково-практичної конференції. – Харків : НТУ "ХП", 2009. – С. 154.

*Здобувачем запропоновані основні критерії оптимізації тривальних коробок передач та наведені функціональні залежності за ними, а також приведені шляхи розв'язання оптимізаційної задачі.*

12. Бондаренко О.В. Алгоритм пошуку оптимальних параметрів тривальних коробок передач за масогабаритними характеристиками / О.В. Бондаренко, О.В. Устиненко // Міжнародна науково-практична конференція "Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я" : Матеріали XVIII міжнародної науково-практичної конференції. – Харків : НТУ "ХП", 2010. – С. 169.

*Здобувачем запропоновано алгоритм оптимізації тривальних коробок передач за масогабаритними характеристиками.*

13. Бондаренко О.В. Комбінований алгоритм оптимізації тривальних коробок передач за масогабаритними характеристиками / О.В. Бондаренко, О.В. Устиненко // Міжнародна науково-практична конференція "Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я" : Матеріали XIX міжнародної науково-практичної конференції. – Харків : НТУ "ХП", 2011. – С. 139.

*Здобувачем запропоновано комбінований алгоритм оптимізації тривальних коробок передач за масогабаритними характеристиками.*

14. Бондаренко О.В. Оптимізації співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритними характеристиками на прикладі тривальних коробок передач / О.В. Бондаренко, О.В. Устиненко // Міжнародна науково-практична конференція "Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я" : Матеріали XX міжнародної науково-практичної конференції. – Харків : НТУ "ХП", 2012. – С. 151.

*Здобувачем проведено узагальнення методу оптимізації співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритними характеристиками на прикладі тривальних коробок передач та проведені числові експерименти.*

## АНОТАЦІЇ

**Бондаренко О.В. Оптимізація співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритним характеристикам на прикладі тривальних коробок передач. – На правах рукопису.**

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – машинознавство. – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України, Харків, 2013.

Дисертаційна робота присвячена удосконаленню методів проектування співвісних ступінчастих приводів машин з оптимальними конструктивними параметрами на прикладі тривальних коробок передач за критеріями мінімальних міжосьової відстані, довжини та маси з врахуванням навантажувальної здатності основних елементів.

Розглянуті існуючі методи та підходи до проектування співвісних ступінчастих приводів машин з оптимальними конструктивними параметрами та основні загальні методи математичної оптимізації, обрано напрямок удосконалення методів проектування співвісних ступінчастих приводів машин.

Розроблено математичну модель проектування тривальних коробок передач (сформульовано цільові функції за критеріями мінімальних міжосьової відстані, довжини та маси тривальних коробок передач, обрано змінні проектування, записані функціональні залежності для знаходження кількості змінних проектування в залежності від кількості зачеплень у коробці передач, сформульовані обмеження на змінні проектування).

Представлено комбіновану методику на основі суміщення методів ЛПт-пошуку та звуження околів, що дає змогу спростити процес проектування та уникнути недоліків цих двох методів, а застосування багаторівневого зондування дає змогу значно збільшити кількість пробних точок – до  $(2^{20})^\Lambda$  (де  $\Lambda$  – кількість оболонок алгоритму) для підвищення точності отриманих даних.

Запропонована заміна послідовності логічних операцій у ЛПт-пошуку дає змогу отримувати пробні точки з координатами, які є натуральними числами.

Надана реалізація методики у вигляді комплексного алгоритму, яка здійснювалася у програмному середовищі Delphi 7.

У результаті числових експериментів знайдені менші значення масогабаритних показників коробок передач відносно прототипів. Наприклад, міжосьові відстані порівняно з базовими тривальними коробками передач зменшились на 4...14%, довжини – до 17%, маса – на 10...15%.

*Ключові слова:* проектування, оптимальний синтез, співвісні ступінчасті приводи машин, ЛПт-пошук, звуження околів, оптимізація масогабаритних характеристик.

**Бондаренко А.В. Оптимизация соосных ступенчатых приводов машин по масогабаритным характеристикам на примере трехвальных коробок передач. – На правах рукописи.**

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 – машиноведение. – Национальный технический университет “Харьковский политехнический институт”, Министерство образования и науки, молодежи и спорта Украины, Харьков, 2013.

Диссертационная работа посвящена усовершенствованию методов проектирования соосных ступенчатых приводов машин с оптимальными конструктивными параметрами на примере трехвальных коробок передач по критериям минимальных межосевого расстояния, длины и массы с учетом нагрузочной способности основных элементов.

Рассмотрены существующие методы и подходы к проектированию соосных ступенчатых приводов машин с оптимальными конструктивными параметрами, а также основные общие методы математической оптимизации, выбрано

направление усовершенствования методов проектирования трехвальных коробок передач с оптимальными конструктивными параметрами.

Разработана математическая модель методов проектирования трехвальных коробок передач с оптимальными конструктивными параметрами (сформулированы целевые функции, записаны функциональные зависимости для нахождения количества переменных проектирования в зависимости от количества зацеплений в коробке передач, сформулированы ограничения на переменные проектирования). Целевая функция по критерию минимального межосевого расстояния представлена в виде суммы межосевых расстояний отдельных зацеплений коробки передач, что, при учете условия равенства межосевых расстояний между собой, позволяет сохранить конструктивные особенности коробки передач. Целевая функция по критерию минимальной длины представлена в виде суммы ширин венцов зубчатых колес, синхронизаторов, опор, картера, различных конструктивных зазоров. Целевая функция по критерию минимальной массы представлена в виде суммы масс основных элементов коробки передач: зубчатых колес, валов, подшипников, синхронизаторов, картера, механизма переключения. Выбраны переменные проектирования, которые одновременно отвечают всем указанным целевым функциям. Записаны функциональные зависимости для нахождения количества переменных проектирования в зависимости от числа зацеплений в коробке передач. Сформулированы ограничения в виде равенств и неравенств, при этом переменные проектирования ограничены как численными значениями, так и функциями, для определенных условий наложены ограничения на соотношение между переменными проектирования. Это позволило рационально очертить пространство поиска и полностью охарактеризовать все связи конструкции, геометрии и прочности коробки передач.

Представлена комбинированная методика проектирования соосных ступенчатых приводов машин с оптимальными конструктивными параметрами на основе совмещения методов ЛПт-поиска и сужения окрестностей, что позволило упростить процесс проектирования и избежать недостатков этих двух методов, а применение многоуровневого зондирования позволило значительно увеличить количество пробных точек для повышения точности полученных данных – до  $(2^{20})^\Lambda$  (где  $\Lambda$  – количество оболочек алгоритма).

Выбраны два концептуальных пути: оптимизации существующих коробок передач и оптимального проектирования нового образца трехвальной коробки передач. Перечислены входные данные, выбираемые проектировщиком, в зависимости от выбранного пути.

Предложенная замена последовательности логических операций в ЛПт-поиске позволила получать пробные точки с координатами, которые являются натуральными числами.

Предоставлена реализация методики в виде комплексного алгоритма, который сочетает целевые функции, ограничения и методы оптимизации с рациональной последовательностью проверки ограничений, сужением окрестностей поиска решений, а также анализом и обработкой полученных результатов. Реализация алгоритма осуществлялась в среде Delphi 7.

Результаты численных экспериментов проектирования соосных ступенчатых приводов машин с оптимальными конструктивными параметрами на су-

ществующих коробках передач показали, что математическая модель решения задачи является адекватной: найдены меньшие значения массогабаритных показателей коробок передач относительно прототипов. Например, межосевые расстояния по сравнению с базовыми коробками передач уменьшились на 4...14%, длины – до 17%, масса – на 10...15%.

*Ключевые слова:* проектирование, оптимальный синтез, соосные ступенчатые приводы машин, ЛП $\tau$ -поиск, сужение окрестностей, оптимизация массогабаритных характеристик.

**Bondarenko A.V. Optimization of coaxial step machine drives the weight and size characteristics on the example of three-shaft gearboxes. – Manuscript.**

The dissertation is presented for scientific degree of candidate of technical sciences by specialty 05.02.02 – machinery science. – National technical university “Kharkov Polytechnic Institute”, Ministry of education and science, youth and sport of Ukraine, Kharkiv, 2013.

The dissertation is devoted to the improvement of optimization methods for coaxial step machine drives on the example of three-shaft gearboxes according to criteria of minimum center distance, length and mass taking into account load capacity of the main elements.

Existing methods and approaches to optimization coaxial step machine drives and the basis of common methods of mathematical optimization were considered, on the basis of which the direction of the improvement of methods optimization three-shaft gearboxes was chosen.

For the formulation of problem mathematical model of three-shaft gearboxes was developed. The algorithm of three-shaft gearboxes optimization is presented. An algorithm is combination of methods of LP $\tau$ -sequences and narrowing of parameters space. The chart of optimization algorithm is resulted. The stages of calculations and feature of optimization algorithm work are consistently described.

The replacing the logic operations in LP $\tau$ -sequences is proposed. This allowed to obtain test points with coordinates, which are natural numbers.

The implementation of the methodology in the form of a complex algorithm is given, which combines the objective functions, limits and methods of optimization with the rational sequence of check limits, narrowing of parameters space and the analysis and treatment of the obtained results. The algorithm was implemented in Delphi 7.

According to the results of numerical optimization experiments of the existing gearboxes it was show that the mathematical model of the task solution is adequate, was find the smaller dimensions and mass of gearboxes.

*Key words:* design, optimization, coaxial step machine drives, LP $\tau$ -sequences, narrowing of parameters space, optimization weight and size characteristics.

Бондаренко Олексій Вікторович

Оптимізація співвісних ступінчастих приводів машин  
по масогабаритним характеристикам  
на прикладі тривальних коробок передач

АВТОРЕФЕРАТ

Відповідальний за випуск:  
к.т.н., доц. Серіков В.І.

Підписано до друку 08.01.2013 р. Формат 60×84/16.  
Папір офсетний. Друк – різнографія. Гарнітура Times New Roman.  
Умовн. друк. арк. 0,9. Наклад 100 прим. Зам. №085092

Надруковано у копії-центрі «МОДЕЛІСТ»  
(ФО-П Миронов М.В., Свідоцтво ВОН№022953)  
М. Харків, вул. Червонопрапорна, 3 літер Б-1  
Тел. 7-170-354  
**www.modelist.in.ua**

