

О. В. БОНДАРЕНКО, І. Є. КЛОЧКОВ, О. В. УСТИНЕНКО

АЛГОРИТМ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ТРАНСМІСІЇ ГУСЕНИЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА-ТЯГАЧА МТ-ЛБ ЗА МАСОЮ

Розв'язання задачі оптимізації трансмісії легкого багатоцільового гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ є перспективним напрямком досліджень, тому що дає змогу поліпшити масові характеристики машини, забезпечити навантажувальну здатність та довговічність трансмісії при модернізації. Побудовано систему обмежень, які накладаються на змінні проектування, та послідовність їхньої перевірки у порядку зростання орієнтовного обсягу обчислень, що дає змогу суттєво зменшити загальний час розрахунків. Розроблено прикладну методику та докладний алгоритм оптимального проектування трансмісії. Вони враховують конструктивні, технічні та технологічні особливості останньої, а також дають змогу підвищити точність розрахунків за рахунок керуванням похибками обчислень передавальних відношень та рівності міжосьових відстаней зацеплень коробки передач та додаткового редуктора трансмісії. Алгоритм містить наступні етапи: ввід вхідних даних; генерування зовнішньої ЛПТ-послідовності; перевірка відповідних обмежень; перевірка обмеження на міжосьові відстані; розрахунок для пробної точки передавальних відношень коробки передач; визначення граничних чисел зубців; генерування внутрішньої ЛПТ-послідовності; перевірка відповідних обмежень; пошук найкращого варіанта; збільшення точності розрахунків; уточнення параметрів; додаткові перевірочні розрахунки.

Ключові слова: оптимізація, багатоцільовий транспортер-тягач МТ-ЛБ, трансмісія, цільова функція, змінні проектування, обмеження на змінні проектування.

А. В. БОНДАРЕНКО, И. Е. КЛОЧКОВ, А. В. УСТИНЕНКО

АЛГОРИТМ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТРАНСМИССИИ ГУСЕНИЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА-ТЯГАЧА МТ-ЛБ ПО МАССЕ

Решение задачи оптимизации трансмиссии легкого многоцелевого гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ является перспективным направлением исследований, так как позволяет улучшить массовые характеристики машины, обеспечить нагрузочную способность и долговечность трансмиссии при модернизации. Была построена система ограничений, которые накладываются на переменные проектирования, и последовательность их проверки в порядке возрастания ориентировочного объема вычислений, что позволяет существенно уменьшить общее время расчетов. Также была разработана прикладная методика и подробный алгоритм оптимального проектирования трансмиссии. Они учитывают конструктивные, технические и технологические особенности последней, а также позволяют повысить точность расчетов за счет управления погрешностями вычисления передаточных отношений и равенства межосевых расстояний зацеплений коробки передач и дополнительного редуктора трансмиссии. Алгоритм содержит следующие этапы: ввод начальных данных; генерирование внешней ЛПТ-последовательности; проверка соответствующих ограничений; проверка ограничений на межосевые расстояния; расчет для пробной точки передаточных отношений КП; определение граничных чисел зубьев; генерирование внутренней ЛПТ-последовательности; проверка соответствующих ограничений; поиск наилучшего варианта; увеличение точности расчетов; уточнение параметров; дополнительные проверочные расчеты.

Ключевые слова: оптимизация, многоцелевой транспортер-тягач МТ-ЛБ, трансмиссия, целевая функция, переменные проектирования, ограничения на переменные проектирования.

O. V. BONDARENKO, I. E. KLOCHKOV, O. V. USTYENENKO

ALGORITHM OF OPTIMAL DESIGN FOR TRANSMISSION OF TRACKED LOAD-CARRIER/PRIME MOVER MT-LB BY MASS

Solving the problem of optimizing for transmission of light multipurpose tracked load-carrier/prime mover MT-LB is a perspective area of research because it improves the mass characteristics of the machine, to ensure the load capacity and durability of transmission at upgrading. A system of constraints on variables planning and the sequence of their verification in the order of growth of the estimated volume of computing is constructed. This allows you to significantly reduce the total settlement time. The applied methodology and detailed algorithm for optimal design of the transmission has been developed. They take into account the constructive, technical and technological features. They also allow to reduce the error of the calculations due to the error-control of the calculations of gear ratios and the equality of the axes distance for gearbox and additional reducer meshing's. The algorithm contains following ethics: the task of the input data; generation of an external LPt-sequence; check the relevant constraints; checking the limit constraints on the inter-axes distances; calculation for the test point of gear ratios; determination of boundary numbers of teeth; generation of internal LPt-sequence; check the relevant constraints; search for the best option; increase the accuracy of calculations; clarification of parameters; additional verification calculations.

Keywords: optimizing, multipurpose load-carrier/prime mover MT-LB, transmission, objective function, variables planning, limits on the variables planning.

Вступ. Актуальність задачі. В Україні та в інших країнах широко застосовується легкий багатоцільовий гусеничний транспортер-тягач МТ-ЛБ. Він випущений в Україні, Польщі та Болгарії у кількості приблизно 9600 машин, з яких орієнтовно 7500 на теперішній час ще знаходяться у експлуатації [1]. Сьогодні він вже не відповідає сучасним тактико-технічним характеристикам з точки зору потужності двигуна та середніх швидкостей руху. У зв'язку з цим за останні роки запропоновано багато варіантів його модернізації, більшість з яких полягає в заміні двигуна на більш потужний. При цьому виникає проблема перевантаження інших агрегатів, насамперед трансмісії. Просте підвищення її навантажувальної здатності шляхом збільшення габаритів практично неможливо, що зумовлено габаритами його мотор-

но-трансмісійного відділення (МТВ).

Тому проектування нової оптимальної за масою трансмісії при забезпеченні її навантажувальної здатності, довговічності та умови розміщення в існуюче МТВ є актуальною науково-практичною задачею.

Постановка задачі. Як відомо [2], розв'язання будь-якої задачі оптимізації складається з наступних етапів:

1. Постановка оптимізаційної задачі, яка складається з побудови цільової функції, визначення змінних проектування та формування системи обмежень.
2. Обрання чи розробка методів розв'язання задачі оптимізації.
3. Побудова методики та алгоритму розв'язання задачі.

© О. В. Бондаренко, І. Є. Клочков, О. В. Устиненко, 2019

4. Виконання тестових і перевірочних розрахунків для підтвердження та оцінки отриманих теоретичних результатів.

У попередніх роботах [3–5] авторами було виконано узагальнену постановку задачі, розроблено математичну модель оптимізації, а також запропоновано систему обмежень на змінні проектування та послідовність їхньої перевірки, тобто завершено етап 1.

Для розв'язання задачі (етап 2) обрано метод, який добре себе зарекомендував під час оптимізації тривальних коробок передач [6], а саме, зондування простору параметрів, де у якості пробних точок в одиничному багатомірному кубі використовуються точки ЛПт-послідовності [7].

З метою суттєвого збільшення кількості пробних точок (до $(2^{20})^2$ [5]) було запропоновано застосувати два цикли ЛПт-пошуку: у зовнішньому циклі буде генеруватися ЛПт-послідовність для усіх змінних проектування, окрім чисел зубців провідних коліс КП $z_{КПц,1}$, а у внутрішньому – ЛПт-послідовність для пробних точок $z_{КПц,1}$ з урахуванням звуження діапазонів $z_{КПц,1min}$, $z_{КПц,1max}$.

Таким чином, **метою статті** буде виконання етапу 3, а саме, побудова методики та алгоритму розв'язання задачі.

Загальний вигляд цільової функції. У роботі [3] було побудовано цільову функцію для випадку мінімізації маси трансмісії:

$$F_M = \sum M \rightarrow \min, \quad (1)$$

де $\sum M$ – сумарна маса основних елементів трансмісії, кг,

$$\begin{aligned} \sum M = & \sum_{i=1}^2 M_{ЗКГП_i} + M_{ВГП} + \sum_{i=1}^{n_{ЗК КП}} M_{ЗК КП_i} + \sum_{i=1}^2 M_{ВКП_i} + \\ & + \sum_{i=1}^{n_{СКП}} M_{СКП_i} + 2 \sum_{i=1}^2 M_{ЗК ДР_i} + 2M_{ВФ} + 2M_{ФГ} + \\ & + 2 \sum_{i=1}^{n_{ЗКСР}} M_{ЗКСР_i} + 2 \sum_{i=1}^{n_{ВСР}} M_{ВСР_i} + 2M_{ВДСР} + \\ & + 2M_{КВ} + 2M_{ЗГ} + 2 \sum_{i=1}^{n_{ЗКБП}} M_{ЗКБП_i} + 2 \sum_{i=1}^{n_{ВБП}} M_{ВБП_i} + \\ & + 2M_{ВДБП} + \sum_{i=1}^{n_{П}} M_{П_i} + M_{КМП} + 2M_{КБП}, \quad (2) \end{aligned}$$

де $\sum_{i=1}^2 M_{ЗКГП_i}$ – сумарна маса зубчастих коліс головної передачі трансмісії (ГП);

$M_{ВГП}$ – маса вхідного валу ГП;

$\sum_{i=1}^{n_{ЗК КП}} M_{ЗК КП_i}$ – сумарна маса зубчастих коліс коробки передач (КП) ($n_{ЗК КП}$ – кількість зубчастих коліс КП, $n_{ЗК КП} = 2(k-1)+1$, де k – кількість передач переднього та заднього ходу);

$\sum_{i=1}^2 M_{ВКП_i}$ – сумарна маса валів КП;

$\sum_{i=1}^{n_{СКП}} M_{СКП_i}$ – сумарна маса синхронізаторів КП

($n_{СКП}$ – кількість синхронізаторів);

$2 \sum_{i=1}^2 M_{ЗК ДР_i}$ – сумарна маса зубчастих коліс даткового редуктора (ДР);

$2M_{ВФ}$ – сумарна маса валів фрикціонів механізму повороту та передач (МПП);

$2M_{ФГ}$ – сумарна маса фрикціонів та гальм МПП;

$2 \sum_{i=1}^{n_{ЗКСР}} M_{ЗКСР_i}$ – сумарна маса зубчастих коліс планетарного ряду, що підсумовує (СПР) ($n_{ЗКСР}$ – кількість зубчастих коліс СПР);

$2 \sum_{i=1}^{n_{ВСР}} M_{ВСР_i}$ – сумарна маса валів та осей СПР

($n_{ВСР}$ – кількість валів та осей СПР);

$2M_{ВДСР}$ – сумарна маса водил СПР;

$2M_{КВ}$ – сумарна маса карданних валів;

$2M_{ЗГ}$ – сумарна маса зупиночних гальм;

$2 \sum_{i=1}^{n_{ЗКБП}} M_{ЗКБП_i}$ – сумарна маса зубчастих коліс бортової передачі (БП) ($n_{ЗКБП}$ – кількість зубчастих коліс БП);

$2 \sum_{i=1}^{n_{ВБП}} M_{ВБП_i}$ – сумарна маса валів та осей БП

($n_{ВБП}$ – кількість валів та осей БП);

$2M_{ВДБП}$ – сумарна маса водил БП;

$\sum_{i=1}^{n_{П}} M_{П_i}$ – сумарна маса підшипників трансмісії

($n_{П}$ – кількість підшипників трансмісії);

$M_{КМП}$ – маса картеру МПП;

$2M_{КБП}$ – сумарна маса картерів БП.

Маси зубчастих коліс обчислюються безпосередньо через значення змінних проектування з урахуванням системи обмежень. Маси інших деталей та вузлів – згідно з розрахунками на міцність, витривалість та (або) жорсткість у відповідності із навантаженням на них, яке будемо розраховувати для кожного набору змінних проектування.

Загальна методика рішення нашої задачі була докладно викладена у роботах [3, 4]. Доповнимо цю методику етапами вводу-виводу даних, складання таблиці можливих комбінацій параметрів, пошуку найкращого варіанта (пробної точки, що відповідає мінімальному значенню цільової функції) та зведемо їх у єдиний алгоритм, який представлено на рис. 1. Далі докладно розглянемо його роботу.

Функціонування алгоритму оптимального проектування проходить наступним чином.

1. Здаються вхідні данні. Їхньою основою є геометричні, кінематичні параметри та фізико-механічні властивості матеріалів базової трансмісії МТ-ЛБ. Розглянемо їх докладніше.

Числові обмеження на змінні проектування:

$m_{КПц}$, $m_{ДР}$, $m_{СПР}$, $m_{БП}$ – модулі зубців циліндричних передач обираються зі стандартного ряду та обмежуються значеннями $m_{\min} \leq m \leq m_{\max}$;



Рис. 1 – Схема алгоритму оптимального проектування трансмісії транспортера-тягача МТ-ЛБ

$m_{nГП}$ – модулі зубців кінчної головної передачі тільки обмежуються значеннями $m_{n\min} \leq m_n \leq m_{n\max}$;

z_{\min} , z_{\max} – мінімальне та максимальне значення чисел зубців з міркувань області існування зачеплення та технології виготовлення;

β_{\min} , β_{\max} – мінімальне та максимальне значення кутів нахилу зубців кінчних коліс;

Δi_T , Δa_w – похибки передавальних відношень та рівності міжосьових відстаней зачеплень КП та ДР трансмісії.

Вхідні данні, що відповідають конструкторсь-

ким та технологічним вимогам:

$T_{вх}$ – обертовий момент на вхідному валі трансмісії з урахуванням коефіцієнту використання двигуна;

$n_{вх}$ – оберти вхідного валу;

$i_{T\mu}$ – передавальні числа трансмісії;

HB_i , HRC_i , HV_i – твердість зубчастих коліс для всіх зачеплень відповідно за Бринелем, Роквелом та Вікерсом;

ступінь точності для всіх зубчастих зачеплень;

t_1, \dots, t_k – час роботи трансмісії на передачах відповідно до загального ресурсу;

$\rho_{ж}$, $\rho_{в}$, $\rho_{вд}$, $\rho_{кмпп}$ – відповідно густини матеріалів зубчастих коліс, валів, водил, картеру МПП та картеру БП;

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

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

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

$\sigma_{Flim1}, \dots, \sigma_{Flims}$ – межа витривалості зубців при згині;

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

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

$l_{кв}$ – довжина карданних валів;

$L_{МПП\max}$, $B_{МПП\max}$, $H_{МПП\max}$, $D_{КБП\max}$, $B_{КБП\max}$ – відповідні максимально можливі габарити із умов розміщення МПП та БП, що відповідають розмірам базової трансмісії;

$e_{МПП}$, $e_{КБП}$ та $e_{кркБП}$ – відповідно товщина стінки картеру МПП, товщина стінки картеру БП та його кришки;

додаткові розміри та зазори у МПП та БП – докладніше дивись [4];

$\sum_{i=1}^{n_{СКП}} M_{СКПi}$ – сумарна маса синхронізаторів КП;

$2M_{ФГ}$ – сумарна маса фрикціонів та гальм МПП;

$2M_{ЗГ}$ – сумарна маса зупиночних гальм;

$\sum_{i=1}^{n_{П}} M_{Pi}$ – сумарна маса підшипників трансмісії.

Маси синхронізаторів, фрикціонів, гальм та підшипників приймаємо як у базової трансмісії.

2. Генерування зовнішньої ЛПТ-послідовності для усіх змінних проектування, окрім $z_{КП\mu,1}$, а саме,

– для ГП: $m_{nГП}$, $z_{ГП1}$, $z_{ГП2}$, $\beta_{nГП}$;

– для КП: $m_{КП\mu}$ ($\mu = 2, \dots, k-1$ – номер передачі переднього ходу);

– для ДР: $m_{ДР}$, $z_{ДР1}$, $z_{ДР2}$;

– для СПР: $m_{СПР}$, $z_{СПРс}$, $z_{СПРс}$;

– для БП: $m_{БП}$, $z_{БПс}$, $z_{БПс}$.

Нагадаємо, що числа зубців ведених коліс КП $z_{КП\mu,2}$ не є змінними проектування, а розраховуються через $z_{КП\mu,1}$ та попередньо задані передавальні відношення трансмісії $i_{T\mu}$ [5].

3. Перевірка обмежень на:

– модулі,

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

– числа зубців,

$$\{z_{ГП1}, z_{ГП2}, z_{ДР1}, z_{ДР2}, z_{СПРc}, z_{СПРст}, z_{СПРc}, z_{БПc}, z_{БПст}, z_{БПc}\} \in N;$$

$$z_{\min} \leq \{z_{ГП1}, z_{ГП2}, z_{ДР1}, z_{ДР2}, z_{СПРc}, z_{СПРст}, z_{СПРc}, z_{БПc}, z_{БПст}, z_{БПc}\} \leq z_{\max}; \quad (4)$$

– умови співвідності, збірки та сусідства для планетарних рядів,

$$z_{ст} = 0,5(z_3 - z_c); (z_c + z_3)/n_{ст} = \text{ціле число};$$

$$(z_c + z_{ст}) \sin \pi/n_{ст} > (z_{ст} + 2), \quad (5)$$

де $n_{ст}$ – кількість сателітів;
– кути нахилу зубців конічних коліс,

$$\beta_{m\min} \leq \beta_m \leq \beta_{m\max}. \quad (6)$$

4. Перевірка обмеження на міжосьові відстані зачеплень КП на передньому ходу та ДР, які повинні бути рівні між собою, а саме, з урахуванням похибки внаслідок того, що числа зубців є цілими,

$$a_w \approx 0,5m_{кп12}(z_{кп12,1} + z_{кп12,2}) \approx \dots \approx 0,5m_{кпk-1}(z_{кпk-1,1} + z_{к-1,2}) \approx$$

$$\approx 0,5m_{др}(z_{др,1} + z_{др,2});$$

$$a_{w\text{ср}} \left(1 - \frac{\Delta a_w}{100}\right) \leq a_{w\mu} \leq \left(1 + \frac{\Delta a_w}{100}\right), \quad (7)$$

де $\Delta a_{w\text{ср}}$ – середнє арифметичне розрахункових міжосьових відстаней.

5. Розрахунок для пробної точки передавальних відношень КП $i_{кп\mu}$,

$$i_{кп\mu} = \frac{z_{кп\mu,2}}{z_{кп\mu,1}}$$

$$= \frac{i_{ГП} \cdot z_{ДР2} \cdot z_{ГП} \cdot z_{БПc} \cdot z_{СПРc}}{z_{ДР2} \cdot z_{ГП2} (z_{СПРc} + z_{СПРc}) (z_{БПc} + z_{БПc}) - i_{ГП} \cdot z_{ДР1} \cdot z_{ГП} \cdot z_{БПc} \cdot z_{СПРc}},$$

$$\mu = 2, \dots, k-1. \quad (8)$$

6. Визначення граничних чисел зубців $z_{кп\mu,1\min}$ та $z_{кп\mu,1\max}$, починаючи з другої передачі. Якщо $i_{кп\mu} > 1$,

$$z_{кп\mu,1\min} = z_{\min}, \quad z_{кп\mu,1\max} = \frac{z_{\max}}{i_{кп\mu}}; \quad (9)$$

якщо $i_{кп\mu} < 1$,

$$z_{кп\mu,1\min} = \frac{z_{\min}}{i_{кп\mu}}, \quad z_{кп\mu,1\max} = z_{\max}. \quad (10)$$

7. Генерування внутрішньої ЛПТ-послідовності для змінних проектування $z_{кп\mu,1}$ та розрахунок $z_{кп\mu,2}$.

$$z_{кп\mu,2} = z_{кп\mu,1} \cdot i_{кп\mu}. \quad (11)$$

8. Перевірка обмежень на:

– розрахункові передавальні відношення трансмісії $i_{ГП}^{\text{розр}}$,

$$i_{ГП} \left(1 - \frac{\Delta i_{ГП}}{100}\right) \leq i_{ГП}^{\text{розр}} \leq i_{ГП} \left(1 + \frac{\Delta i_{ГП}}{100}\right), \quad \mu = 1, \dots, k-1, \quad (12)$$

де

$$i_{ГП}^{\text{розр}} = i_{ГП} \cdot i_{ДР} \cdot i_{БП} \left(1 + |p_{СПР}|\right) =$$

$$= \frac{z_{ГП2} \cdot z_{ДР2}}{z_{ГП1} \cdot z_{ДР1}} \cdot \left(1 + \frac{z_{БПc}}{z_{БПc}}\right) \left(1 + \frac{z_{СПРc}}{z_{СПРc}}\right);$$

$$i_{ГП}^{\text{розр}} = \frac{i_{ГП} \cdot i_{кп\mu} \cdot i_{ДР} \cdot i_{БП} \left(1 + |p_{СПР}|\right)}{|p_{СПР}| \cdot i_{ДР} + i_{кп\mu}} =$$

$$= \frac{z_{ГП2} \cdot z_{кп\mu,2} \cdot z_{ДР2} \cdot \left(1 + \frac{z_{БПc}}{z_{БПc}}\right) \left(1 + \frac{z_{СПРc}}{z_{СПРc}}\right)}{z_{ГП1} \cdot z_{кп\mu,1} \cdot z_{ДР1} \cdot \left(1 + \frac{z_{БПc}}{z_{БПc}}\right) \left(1 + \frac{z_{СПРc}}{z_{СПРc}}\right)},$$

$$= \frac{z_{СПРc} \cdot z_{ДР2} + z_{кп\mu,2}}{z_{СПРc} \cdot z_{ДР1} + z_{кп\mu,1}},$$

$$\mu = 2, \dots, k-1; \quad (13)$$

– передавальні відношення зубчастих пар трансмісії,

$$|i_{\min}| \leq |i| = \left|\frac{\omega_1}{\omega_2}\right| = \frac{z_2}{z_1} \leq |i_{\max}|, \quad |p_{\min}| \leq |p| = \frac{z_3}{z_c} \leq |p_{\max}|; \quad (14)$$

– контактну та згинну витривалість, а також міцність при перевантаженнях;

– коефіцієнти ширини зубчастого колеса ψ_{bd} для циліндричних зачеплень та ψ_m для конічних,

$$\psi_{bd} \leq \psi_{bd\max}, \quad \psi_m \leq \psi_{m\max}; \quad (15)$$

– габаритні обмеження (умова розміщення нової трансмісії в існуюче МТВ). Для картеру МПП:

$$L_{МПП} \leq L_{МПП\max}, \quad B_{МПП} \leq B_{МПП\max}, \quad H_{МПП} \leq H_{МПП\max}; \quad (16)$$

для картеру БП:

$$D_{КБП} \leq D_{КБП\max}, \quad B_{КБП} \leq B_{КБП\max}. \quad (17)$$

Така послідовність перевірки обмежень у порядку зростання орієнтовного обсягу математичних обчислень дозволяє зменшити час розрахунків.

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 цільової функції.

9. Пошук найкращого варіанта (пробної точки, що відповідає мінімальному значенню цільової функції). Він здійснюється сортуванням, наприклад [6], методом вставки, який хоч і не є самим швидким з методів, але дуже простий у програмній реалізації.

10. На етапі збільшення точності розрахунків проводиться поступове зменшення похибки рівності міжосьових відстаней зачеплень КП та ДР. При необхідності можливо також зменшувати похибку передавального відношення трансмісії. Але при цьому слід враховувати, що це може привести до різкого зменшення кількості можливих варіантів рішення.

11. Уточнення параметрів. Наприклад, забезпечення точної рівності міжосьових відстаней зачеплень КП та ДР розрахунком необхідного сумарного коефіцієнта зміщення похідного контуру $x_2 = x_1 + x_2$ для кожного зачеплення. Після цього він розподіляється із умов максимальної контактної міцності або рівності відносних швидкостей ковзання (при цьому також забезпечується рівномірність зубців шестерні та колеса по згинним напруженням).

12. Додаткові перевірочні розрахунки, наприклад, міцності та жорсткості валів та картеру, дина-

мічної та статичної вантажопідйомності підшипників, міцності синхронізаторів та інші.

Висновки:

1. Оптимізація трансмісії легкого багатоцільового гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ є перспективною науково-прикладною задачею, розв'язання якої дає можливість покращити масові характеристики машини, а також забезпечити навантажувальну здатність та довговічність трансмісії при модернізації.

2. Побудовано систему обмежень, які накладаються на змінні проектування, та послідовність їхньої перевірки у порядку зростання орієнтовного обсягу обчислень, що дає змогу суттєво зменшити загальний час розрахунків.

3. Розроблено прикладну методику та докладний алгоритм оптимального проектування трансмісії гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ. Вони враховують конструктивні, технічні та технологічні особливості останньої, а також дозволяють підвищити точність розрахунків за рахунок керування похибками обчислень передавальних відношень та рівності міжосьових відстаней зацеплень КП та ДР трансмісії.

Список літератури

1. МТ-ЛБ і його модифікації. Військова панорама. 11 грудня 2011. Режим доступу: <http://wartime.org.ua/455-mt-lb-yogo-modifikacyi.html>. Дата звернення: 12 лютого 2017.
2. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Ргсдел К. *Оптимизация в технике*: Пер. с англ. Москва, Мир, 1986. Т.1. 349 с.
3. Клочков І. Є., Устиненко О. В., Бондаренко О. В., Браславська Т. С. Побудова цільової функції оптимізації трансмісії гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ за масою. *Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР*. Харків, НТУ "ХПІ", 2018, № 7 (1283), с. 34–40.
4. Устиненко О. В., Бондаренко О. В., Клочков І. Є. Математична модель оптимізації трансмісії гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ за масою. *Механіка та машинобудування*. 2018, №1, с. 156–167.
5. Бондаренко О. В., Устиненко О. В., Клочков І. Є. Оптимізація трансмісії гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ за масою: система обмежень та послідовність їхньої перевірки. *Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР*. Харків, НТУ "ХПІ", 2018, № 25 (1301), с. 26–30.
6. Бондаренко О. В., Устиненко О. В. Оптимізації співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритним характеристикам на прикладі тривальних коробок передач. *Вісник НТУ*

"ХПІ". Тематичний випуск "Машинознавство та САПР". Харків, НТУ "ХПІ", 2012, № 22, с. 16–27.

7. 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.

References (transliterated)

1. MT-LB i yoho modyfikatsiyi [MT-LB and its modifications]. *Viys'kova panorama* [Military panorama]. 11 hrudnya 2011. Available at: <http://wartime.org.ua/455-mt-lb-yogo-modifikacyi.html>, accessed 12.02.2017.
2. Rekleytys H., Reyvynrand A., Rjhesdel K. *Optymyzatsyya v tekhnike*: Per. s anhl [Engineering Optimization]. Moscow, Myr Publ., 1986. Vol. 1. 349 p.
3. Klochkov I. E., Ustynenko O. V., Bondarenko O. V., Braslavs'ka T. S. Pobudova cil'ovoi' funktsii' optymizatsii' transmisii' gusenynchnogo transportera-tjagacha MT-LB za masoju [Building of optimization objective function for transmission of tracked load-carrier/prime mover MT-LB]. *Visnyk NTU "KhPI". Seriya: "Mashynoznavstvo ta SAPR"* [Bulletin of the NTU "KhPI". Series: Engineering and CAD]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018., no. 7 (1283), pp. 34–40.
4. Ustynenko O. V., Bondarenko O. V., Klochkov I. E. Matematychna model' optymizatsii' transmisii' gusenynchnogo transportera-tjagacha MT-LB za masoju [Mathematical model of optimization for transmission of tracked load-carrier/prime mover MT-LB]. *Mekhanika ta mashynobuduvannya* [Mechanics and machine building]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 1, pp. 156–167.
5. Bondarenko O. V., Ustynenko O. V., Klochkov I. E. Optymizatsiya transmisii' gusenynchnogo transportera-tjagacha MT-LB za masoju: sistema обмеzhen' ta poslidoynist' i'hn'oi' perevirky [Optimization for transmission of tracked load-carrier/prime mover MT-LB: system of constraints and sequence of their checking]. *Visnyk NTU "KhPI". Seriya: "Mashynoznavstvo ta SAPR"* [Bulletin of the NTU "KhPI". Series: Engineering and CAD]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018., no. 25 (1301), pp. 26–30.
6. Bondarenko O. V., Ustynenko O. V. Optymizatsiyi spivvisnykh stupinchastykh pryvodiv mashyn po masohabarytnym kharakterystykam na prykladi tryval'nykh korobok peredach [Optimization of coaxial step machine drives the weight and size characteristics on the example of three-shaft gearboxes]. *Visnyk NTU "KhPI". Tematychnyj vypusk "Mashynoznavstvo ta SAPR"* [Bulletin of the NTU "KhPI". Series: Engineering and CAD]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2012, no. 22, pp. 16–27.
7. Bondarenko O. V. Sumishchennya metodiv LPt-poshuku ta zvuzhennya okoliv pry optymizatsiyi tryval'nykh korobok peredach [Combination of methods of LPt-search and narrowing of ranges during optimization of three-shaft gear-boxes] *Mekhanika ta mashynobuduvannya* [Mechanics and machine building]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2010, no. 1, pp. 78–84.

Надійшла (received) 19.11.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Бондаренко Олексій Вікторович (Бондаренко Алексей Викторович, Bondarenko Oleksiy Viktorovych) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", доцент кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (067) 189-97-00; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2693-5301>; e-mail: avbondko@gmail.com

Устиненко Олександр Віталійович (Устиненко Александр Витальевич, Ustynenko Oleksandr Vitalijovych) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", професор кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-64-78; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6714-6122>; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org

Клочков Ілля Євгенович (Клочков Илья Евгеньевич, Klochkov Illia Evgenovych) – аспірант (PhD Student), Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", аспірант кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: s008@tmm-sapr.org