

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ОПТИМІЗАЦІЇ ТРАНСМІСІЇ ГУСЕНИЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА-ТЯГАЧА МТ-ЛБ ЗА МАСОЮ

Вступ. Актуальність задачі. Сучасне транспортне машинобудування висуває все більш жорсткі вимоги до масогабаритних характеристик машин. Однією зі складових машини, що суттєво впливає на сумарну масу, є трансмісія. Отже, максимально можливе зниження маси останньої є актуальною науково-технічною задачею.

Одним з перспективних шляхів в цьому напрямку є розв'язання задачі оптимального проектування трансмісій [1] за критерієм мінімальної маси. Ця задача виникає як під час створення нової машини та, відповідно, нової трансмісії, так і у процесі модернізації існуючої (наприклад, при заміні двигуна на більш потужний, підвищенні маси та (або) максимальної швидкості та ін.). В цьому випадку оптимальне проектування додатково обмежується існуючими габаритами моторно-трансмісійного відділення (МТВ) машини.

На теперішній час для військової гусеничної та колісної техніки збройних сил України особливо актуальна саме задача модернізації. Це пов'язано з високою собівартістю виробництва нової техніки (модернізація існуючої в рази дешевше) та довготривалим виробничим циклом [2].

Постановка задачі. Одна із найбільш поширених в Україні та в інших країнах військових гусеничних машин – легкий багатоцільовий гусеничний транспортер-тягач МТ-ЛБ. Він був прийнятий на озброєння ще у 1964 році та випущений (Харківським тракторним заводом, у Польщі та Болгарії) у кількості приблизно 9600 машин, з яких орієнтовно 7500 на теперішній час ще знаходяться у експлуатації [3]. 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 пов'язано з вищезгаданими обмеженнями габаритів МТВ.

Вихід із цієї ситуації полягає в оптимальному за масою проектуванні нової трансмісії при забезпеченні її навантажувальної здатності, довговічності та вимоги розміщення в існуюче МТВ.

Аналогічна задача розв'язувалась у роботах [4–6] для трансмісій та коробок передач автомобілів. Особливо слід відмітити підхід у роботах [4, 5 та ін.], який полягає у розв'язанні задачі оптимально-раціонального проектування співвісного механічного приводу на прикладі тривальної коробки передач автомобіля.

Таким чином, загальною **метою роботи** є розв'язання задачі оптимізації трансмісії транспортера-тягача МТ-ЛБ за масою. Раніше [7] авторами було виконано узагальнену постановку задачі [8] без докладного розгляду цільової функції. **Метою цієї статті** буде побудова математичної моделі оптимізації, тобто розгляд цільової функції, визначення змінних проектування та формування системи обмежень.

Конструкція трансмісії МТ-ЛБ. Кінематична схема трансмісії наведена на рис. 1 [9]. Вона виконана по двопоточній схемі, коробка передач об'єднана з механізмами повороту у єдиний механізм передач та повороту (МПП). Бортові передачі – планетарні одноступінчасті.

© О.В. Устиненко, 2018

Загальний вигляд цільової функції та змінні проектування. У роботі [7] було побудовано цільову функцію для випадку мінімізації маси трансмісії:

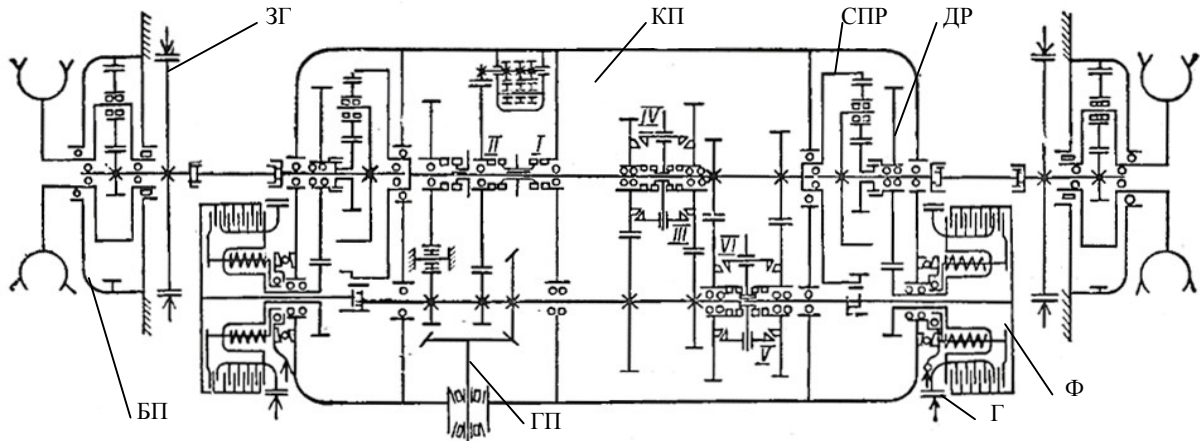


Рисунок 1 – Кінематична схема трансмісії транспортера-тягача МТ-ЛБ:
 ГП – головна передача; КП – коробка передач; ДР – додатковий редуктор; Ф – фрикціон МПП;
 Г – гальмо МПП; СПР – сумуючий планетарний ряд; ЗГ – зупиночне гальмо; БП – бортова передача

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

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

$$\begin{aligned} \sum M = & \sum_{i=1}^2 M_{зкГП_i} + M_{вГП} + \sum_{i=1}^{n_{зкКП}} M_{зкКП_i} + \sum_{i=1}^2 M_{вКП_i} + \sum_{i=1}^{n_{СКП}} M_{СКП_i} + 2 \sum_{i=1}^2 M_{зкДР_i} + \\ & + 2M_{вФ} + 2M_{ФГ} + 2 \sum_{i=1}^{n_{зкСПР}} M_{зкСПР_i} + 2 \sum_{i=1}^{n_{вСПР}} M_{вСПР_i} + 2M_{вДСПР} + 2M_{кв} + \\ & + 2M_{зГ} + 2 \sum_{i=1}^{n_{зкБП}} M_{зкБП_i} + 2 \sum_{i=1}^{n_{вБП}} M_{вБП_i} + 2M_{вДБП} + \sum_{i=1}^{n_{П}} M_{П_i} + M_{кМПП} + 2M_{кБП}, \quad (2) \end{aligned}$$

де $\sum_{i=1}^2 M_{зкГП_i}$ – сумарна маса зубчастих коліс ГП; $M_{вГП}$ – маса вхідного валу ГП;

$\sum_{i=1}^{n_{зкКП}} M_{зкКП_i}$ – сумарна маса зубчастих коліс КП, $n_{зкКП}$ – кількість зубчастих коліс КП

($n_{зкКП} = 2(k-1)+1$, де k – кількість передач переднього та заднього ходу, одиниця враховує паразитну шестерню заднього ходу, а -1 враховує відсутність зубчастих коліс першої передачі, яка реалізується зупинкою епіциклів СПР); $\sum_{i=1}^2 M_{вКП_i}$ – сумарна маса валів

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

$2 \sum_{i=1}^2 M_{зкДР_i}$ – сумарна маса зубчастих коліс ДР; $2M_{вФ}$ – сумарна маса валів фрикціонів

МПП; $2M_{ФГ}$ – сумарна маса фрикціонів та гальм МПП; $2 \sum_{i=1}^{n_{зкСПР}} M_{зкСПР_i}$ – сумарна маса

зубчастих коліс СПР, $n_{зкСПР}$ – кількість зубчастих коліс СПР; $2 \sum_{i=1}^{n_{вСПР}} M_{вСПР_i}$ – сумарна маса

До обговорення

валів та осей СПР, $n_{\text{ВСПР}}$ – кількість валів та осей СПР; $2M_{\text{ВДСПР}}$ – сумарна маса водил СПР; $2M_{\text{КВ}}$ – сумарна маса карданних валів; $2M_{\text{ЗГ}}$ – сумарна маса зупиночних гальм;

$2 \sum_{i=1}^{n_{\text{ЗКБП}}} M_{\text{ЗКБП}i}$ – сумарна маса зубчастих коліс БП, $n_{\text{ЗКБП}}$ – кількість зубчастих коліс БП;

$2 \sum_{i=1}^{n_{\text{ВБП}}} M_{\text{ВБП}i}$ – сумарна маса валів та осей БП, $n_{\text{ВБП}}$ – кількість валів та осей БП; $2M_{\text{ВДБП}}$ –

сумарна маса водил БП; $\sum_{i=1}^{n_{\text{П}}} M_{\text{П}i}$ – сумарна маса підшипників трансмісії, $n_{\text{П}}$ – кількість підшипників трансмісії; $M_{\text{КМПП}}$ – маса картеру МПП; $2M_{\text{КБП}}$ – сумарна маса картерів БП.

Маси зубчастих коліс будуть обчислюватись безпосередньо зі значень 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.

Скоротити розмірність задачі дозволяє виключення зі змінних проектування параметрів зубчастих зачеплень заднього ходу, а також можливість обчислювати числа зубців ведених коліс КП через числа зубців привідних коліс та наперед задані передавальні відношення трансмісії $i_{\text{ГП}}$ [4]. Тоді маємо наступні змінні проектування, з урахуванням, що колеса КП, СПР та БП є прямозубими, а ГП – з круговими зубцями.

Для ГП:

$$m_{\text{ГП}}, z_{\text{ГП1}}, z_{\text{ГП2}}, \beta_{\text{ГП}}; N_{\text{ГП}} = 4.$$

Для КП:

$$m_{\text{КП2}}, \dots, m_{\text{КП}k-1}, z_{\text{КП2,1}}, \dots, z_{\text{КП}k-1,1}; N_{\text{КП}} = 2(k-2),$$

де $k-2$ – кількість передач переднього ходу без урахування першої передачі.

Для ДР:

$$m_{\text{ДР}}, z_{\text{ДР1}}, z_{\text{ДР2}}; N_{\text{ДР}} = 3.$$

Для СПР:

$$m_{\text{СПР}}, z_{\text{СПРс}}, z_{\text{СПРе}}; N_{\text{СПР}} = 3,$$

де $z_{\text{СПРс}}$ та $z_{\text{СПРе}}$ – числа зубців сонячної шестерні та епіциклу СПР.

Для БП:

$$m_{\text{БП}}, z_{\text{БПс}}, z_{\text{БПе}}; N_{\text{БП}} = 3,$$

де $z_{\text{БПс}}$ та $z_{\text{БПе}}$ – числа зубців сонячної шестерні та епіциклу БП.

Визначимо сумарну кількість змінних проектування для трансмісії МТ-ЛБ, яка має 6 передач переднього ходу,

$$N = N_{\text{ГП}} + N_{\text{КП}} + N_{\text{ДР}} + N_{\text{СПР}} + N_{\text{БП}} = 2(k-2) + 13 = 23.$$

Визначення мас елементів трансмісії. Циліндричне зубчасте колеса будемо розглядати у вигляді суцільного диска, діаметр якого дорівнює ділильному діаметру. Тоді його маса

$$M_{\text{ЗК}} = 0,25 \pi m^2 \cdot z^2 \cdot b_w \cdot \rho_{\text{ЗК}}, \quad (3)$$

де $\rho_{\text{ЗК}}$ – густина матеріалу зубчастого колеса, кг/мм^3 ; b_w – робоча ширина зубчастого вінця, мм .

Конічне зубчасте колесо розглядаємо у вигляді усіченого конуса, середній діаметр якого дорівнює середньому ділильному діаметру. Тоді

До обговорення

$$M_{ЗК} = \frac{\pi m^2 \cdot z^2 \cdot b_w \cdot \rho_{ЗК}}{4 \cos^2 \beta_m} \cos \delta, \quad (4)$$

де δ – кут ділильного конусу.

Вал будемо розглядати як гладкий циліндр, діаметр якого d_B , мм, обчислюється згідно формули орієнтовного розрахунку на кручення,

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{1000 T_B}{0,2 [\tau]}}, \quad (5)$$

де T_B – крутний момент, Н·м; $[\tau]$ – знижене допустиме напруження при крученні, МПа.

Масу водила планетарного ряду визначимо як масу циліндра з центральним отвором, отворами осей сателітів, та прямокутними вікнами для розміщення сателітів. Масу епіциклу планетарного ряду визначимо як масу кільця, зовнішній діаметр якого d_{ze} визначається зовнішнім діаметром зубців d_{ae} та необхідною товщиною ободу Δ , $d_{ze} = d_{ae} + \Delta$; внутрішній діаметр $d_{ве}$ приймаємо рівним ділильному діаметру, $d_{ве} = d_e = m \cdot z$.

Масу картерів будемо орієнтовно обчислювати як маси оболонок паралелепіпедів, циліндрів та конусів з відповідною товщиною стінок.

Тоді маємо.

1. Сумарна маса зубчастих коліс ГП

$$\sum_{i=1}^2 M_{ЗКГПi} = \frac{\pi m_n^2 \cdot b_w \cdot \rho_{ЗК}}{4 \cos^2 \beta_{mГП}} (z_{ГП1}^2 \cos \delta_1 + z_{ГП2}^2 \cos \delta_2). \quad (6)$$

У випадку проектувального розрахунку замість b_w використовуємо коефіцієнт ширини зубчастого вінця $\psi_{bd} = b_w/d_{w1}$, тоді

$$\sum_{i=1}^2 M_{ЗКГПi} = \frac{\pi m_n^3 \cdot z_{ГП} \cdot \rho_{ЗК} \cdot \psi_{bd}}{4 \cos^3 \beta_{mГП}} (z_{ГП1}^2 \cos \delta_1 + z_{ГП2}^2 \cos \delta_2).$$

2. Маса вхідного валу ГП

$$M_{ВГП} = 0,25 \pi d_{ВГП}^2 \cdot l_{ВГП} \cdot \rho_B, \quad (7)$$

де $l_{ВГП}$ – довжина валу, мм, приймаємо як у трансмісії-прототипу; ρ_B – густина матеріалу валу, кг/мм³.

3. Сумарна маса зубчастих коліс КП

$$\sum_{i=1}^{n_{ЗККП}} M_{ЗККПi} = \frac{\pi \rho_{ЗК}}{4} \sum_{\mu=2}^{k-1} m_{\mu}^2 (z_{\mu 1}^2 + z_{\mu 2}^2) b_{\mu} + \sum_{i=1}^3 M_{ЗКЗХi}, \quad (8)$$

де μ – номер передачі переднього ходу.

У випадку проектувального розрахунку

$$\sum_{i=1}^{n_{ЗККП}} M_{ЗККПi} = \frac{\pi a_w \cdot \rho_{ЗК}}{4} \sum_{\mu=2}^{k-1} m_{\mu}^2 (z_{\mu 1}^2 + z_{\mu 2}^2) \psi_{ba\mu} + \sum_{i=1}^3 M_{ЗКЗХi},$$

де $\psi_{ba} = b_w/a_w$ – коефіцієнт ширини зубчастого вінця (a_w – міжосьова відстань КП, мм).

4. Сумарна маса валів КП

До обговорення

$$\sum_{i=1}^2 M_{\text{ВКП}i} = 0,25 \pi \rho_{\text{В}} \left(d_{\text{ВКП}1}^2 \cdot l_{\text{ВКП}1} + d_{\text{ВКП}2}^2 \cdot l_{\text{ВКП}2} \right), \quad (9)$$

де $l_{\text{ВКП}1}$, $l_{\text{ВКП}2}$ – відповідні довжини валів, мм.

5. Сумарну масу синхронізаторів КП $\sum_{i=1}^{n_{\text{СКП}}} M_{\text{СКП}i}$ на першому етапі будемо орієнтовно приймати як у трансмісії-прототипу.

6. Сумарна маса зубчастих коліс ДР

$$\sum_{i=1}^2 M_{\text{ЗКДР}i} = 0,5 \pi m_{\text{ДР}}^2 \left(z_{\text{ДР}1}^2 + z_{\text{ДР}2}^2 \right) b_{\text{вДР}} \cdot \rho_{\text{ЗК}}, \quad (10)$$

або

$$\sum_{i=1}^2 M_{\text{ЗКДР}i} = 0,5 \pi m_{\text{ДР}}^2 \left(z_{\text{ДР}1}^2 + z_{\text{ДР}2}^2 \right) \psi_{\text{баДР}} \cdot a_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{ЗК}}.$$

7. Сумарна маса валів фрикціонів МПП

$$2M_{\text{ВФ}} = 0,5 \pi d_{\text{ВФ}}^2 \cdot l_{\text{ВФ}} \cdot \rho_{\text{В}} \quad (11)$$

де $l_{\text{ВФ}}$ – довжина валу, мм, приймаємо як у трансмісії-прототипу.

8. Сумарну масу фрикціонів та гальм МПП $2M_{\text{ФГ}}$ на першому етапі будемо орієнтовно приймати як у трансмісії-прототипу.

9. Сумарна маса зубчастих коліс СПР

$$2 \sum_{i=1}^{n_{\text{ЗКСПР}}} M_{\text{ЗКСПР}i} = \frac{\pi \rho_{\text{ЗК}} \cdot b_{\text{вСПР}}}{2} \left(\sum_{j=1}^{n_{\text{стСПР}}} m_{\text{СПР}}^2 \cdot z_{\text{СПРст}}^2 + m_{\text{СПР}}^2 \cdot z_{\text{СПРс}}^2 + \left(d_{\text{зеСПР}}^2 - m_{\text{СПР}}^2 \cdot z_{\text{СПРе}}^2 \right) \right), \quad (12)$$

або

$$2 \sum_{i=1}^{n_{\text{ЗКСПР}}} M_{\text{ЗКСПР}i} = \frac{\pi \rho_{\text{ЗК}} \cdot \psi_{\text{гаСПР}} \cdot a_{\text{вСПР}}}{2} \left(\sum_{j=1}^{n_{\text{стСПР}}} m_{\text{СПР}}^2 \cdot z_{\text{СПРст}}^2 + m_{\text{СПР}}^2 \cdot z_{\text{СПРс}}^2 + \left(d_{\text{зеСПР}}^2 - m_{\text{СПР}}^2 \cdot z_{\text{СПРе}}^2 \right) \right),$$

де $n_{\text{стСПР}}$ – кількість сателітів СПР.

10. Сумарна маса валів та осей СПР

$$2 \sum_{i=1}^{n_{\text{ВСПР}}} M_{\text{ВСПР}i} = 2 \left(M_{\text{ВСПРвд}} + n_{\text{стСПР}} M_{\text{ВСПРст}} \right). \quad (13)$$

Маси валу водила $M_{\text{ВД СПРв}}$ та осі сателіта $M_{\text{ВД СПРст}}$ на першому етапі будемо орієнтовно приймати як у трансмісії-прототипу.

11. Сумарна маса водил СПР

$$2M_{\text{ВДСПР}} = 2V_{\text{ВДСПР}} \cdot \rho_{\text{ВД}} \quad (14)$$

де $\rho_{\text{ВД}}$ – густина матеріалу водила, кг/мм^3 .

Об'єм водила $V_{\text{ВД СПР}}$, мм^3 , обчислюється за залежністю

$$V_{\text{ВД СПР}} = 0,25 \pi H_{\text{ВД СПР}} \left(D_{\text{нВД СПР}}^2 - d_{\text{овД СПР}}^2 \right) - n_{\text{стСПР}} \cdot D_{\text{овД СПР}} \cdot B_{\text{овД СПР}} \cdot H_{\text{овД СПР}},$$

де $H_{\text{В СПР}}$ – висота водила, мм; $D_{\text{нВД СПР}}$ – зовнішній діаметр водила, мм; $d_{\text{овД СПР}}$ – діаметр центрального отвору водила, мм; $D_{\text{овД СПР}}$, $B_{\text{овД СПР}}$ та $H_{\text{овД СПР}}$ – ширина, товщина

та висота вікна для розміщення сателіта, мм.

12. Сумарна маса карданних валів

$$2M_{\text{КВ}} = 0,5\pi d_{\text{КВ}}^2 \cdot l_{\text{КВ}} \cdot \rho_{\text{В}}. \quad (15)$$

Діаметр $d_{\text{КВ}}$ обчислюємо за залежністю (5) з урахуванням допустимих напружень для карданних валів, а довжину $l_{\text{КВ}}$, мм, приймаємо як у трансмісії-прототипу.

13. Сумарну масу зупиночних гальм $2M_{\text{ЗГ}}$ на першому етапі будемо орієнтовно приймати як у трансмісії-прототипу.

14. Сумарна маса зубчастих коліс БП

$$2 \sum_{i=1}^{n_{\text{ЗКБП}}} M_{\text{ЗКБП}i} = \frac{\pi \rho_{\text{ЗК}} \cdot b_{\text{вБП}}}{2} \left(\sum_{j=1}^{n_{\text{стБП}}} m_{\text{БП}}^2 \cdot z_{\text{БПст}}^2 + m_{\text{БП}}^2 \cdot z_{\text{БПс}}^2 + (d_{\text{зеБП}}^2 - m_{\text{БП}}^2 \cdot z_{\text{БПе}}^2) \right), \quad (16)$$

або

$$2 \sum_{i=1}^{n_{\text{ЗКБП}}} M_{\text{ЗКБП}i} = \frac{\pi \rho_{\text{ЗК}} \cdot \Psi_{\text{ваБП}} \cdot a_{\text{вБП}}}{2} \left(\sum_{j=1}^{n_{\text{стБП}}} m_{\text{БП}}^2 \cdot z_{\text{БПст}}^2 + m_{\text{БП}}^2 \cdot z_{\text{БПс}}^2 + (d_{\text{зеБП}}^2 - m_{\text{БП}}^2 \cdot z_{\text{БПе}}^2) \right),$$

де $n_{\text{стБП}}$ – кількість сателітів БП.

15. Сумарна маса валів та осей БП

$$2 \sum_{i=1}^{n_{\text{вБП}}} M_{\text{вБП}i} = 2 \left(M_{\text{вБПвд}} + n_{\text{стБП}} M_{\text{вБПст}} \right). \quad (17)$$

Маси валу водила $M_{\text{вБПвд}}$ та осі сателіта $M_{\text{вБПст}}$ на першому етапі будемо орієнтовно приймати як у трансмісії-прототипу.

16. Сумарна маса водил БП обчислюється за аналогією з водилами СПР,

$$2M_{\text{ВДБП}} = 2V_{\text{ВДБП}} \cdot \rho_{\text{ВД}}, \quad (18)$$

де

$$V_{\text{ВДБП}} = 0,25\pi H_{\text{ВДБП}} \left(D_{\text{нВДБП}}^2 - d_{\text{овВДБП}}^2 \right) - n_{\text{стБП}} \cdot D_{\text{овВДБП}} \cdot B_{\text{овВДБП}} \cdot H_{\text{овВДБП}},$$

17. Сумарну масу підшипників $\sum_{i=1}^{n_{\text{П}}} M_{\text{П}i}$ на цьому етапі будемо орієнтовно приймати як у трансмісії-прототипу.

18. Маса картеру МПП

$$M_{\text{КМПП}} = V_{\text{КМПП}} \cdot \rho_{\text{КМПП}}, \quad (19)$$

де $\rho_{\text{КМПП}}$ – густина матеріалу картеру МПП, кг/мм³.

Картер МПП моделюємо як оболонку та дві торцеві стінки (рис. 2, а, б). Тоді сумарний об'єм стінок картеру $V_{\text{КМПП}}$, мм³:

$$V_{\text{КМПП}} = V_{\text{о}} + 2V_{\text{т}} = \pi \left((0,5H_{\text{МПП}})^2 - (0,5H_{\text{МПП}} - e_{\text{МПП}})^2 \right) L_{\text{МПП}} + 2 \left(a_{\text{в}} \cdot H_{\text{МПП}} + \pi (0,5H_{\text{МПП}})^2 \right) e_{\text{МПП}} + 2a_{\text{в}} \cdot e_{\text{МПП}} \cdot L_{\text{МПП}},$$

де $H_{\text{МПП}}$ та $L_{\text{МПП}}$ – висота та довжина картеру МПП, мм; $e_{\text{МПП}}$ – товщина стінки картеру МПП, мм.

19. Сумарна маса картерів БП

До обговорення

$$2M_{\text{КБП}} = 2V_{\text{КБП}} \cdot \rho_{\text{КБП}}, \quad (20)$$

де $\rho_{\text{КБП}}$ – густина матеріалу картеру БП, кг/мм³.

Картер БП моделюємо як оболонку (містить дві циліндричні та конічну частину) і торцеву стінку (рис. 3, а, б). Тоді сумарний об'єм стінок картеру БП $V_{\text{КБП}}$, мм:

$$V_{\text{КБП}} = V_{1\text{КБП}} + V_{2\text{КБП}} + V_{3\text{КБП}} + V_{\text{крКБП}} = 0,25\pi B_{1\text{КБП}} \left((d_{1\text{КБП}} + 2e_{\text{КБП}})^2 - d_{1\text{КБП}}^2 \right) + \\ + 0,083\pi (B_{\text{КБП}} - B_{3\text{КБП}} - B_{1\text{КБП}}) (D_{1\text{КБП}}^2 + D_{1\text{КБП}} \cdot D_{3\text{КБП}} + D_{3\text{КБП}}^2 - \\ - d_{1\text{КБП}}^2 - d_{1\text{КБП}} \cdot d_{3\text{КБП}} - d_{3\text{КБП}}^2) + V_{3\text{КБП}} + 0,25\pi e_{\text{крКБП}} (D_{\text{крКБП}}^2 - d_{\text{крКБП}}^2),$$

де $B_{\text{КБП}}$ – сумарна ширина картеру, мм; $B_{1\text{КБП}}$, $B_{2\text{КБП}}$, $B_{3\text{КБП}}$; $D_{1\text{КБП}}$, $D_{3\text{КБП}}$; $d_{1\text{КБП}}$, $d_{3\text{КБП}}$ – ширини, зовнішні та внутрішні діаметри відповідних частин картеру, мм, див. рис. 3; $e_{\text{КБП}}$ та $e_{\text{крКБП}}$ – товщина стінки картеру БП та його кришки, мм.

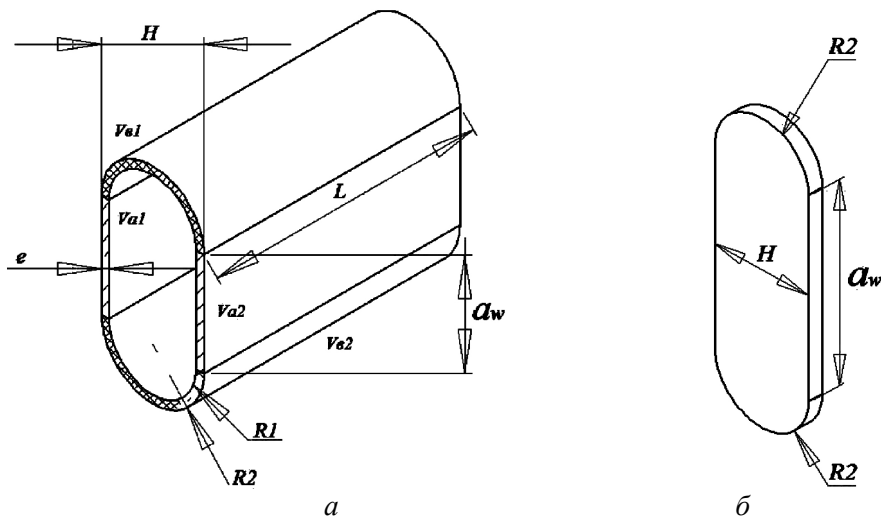


Рисунок 2 – Модель картеру МПП:
а – основна частина; б – торцеві стінки

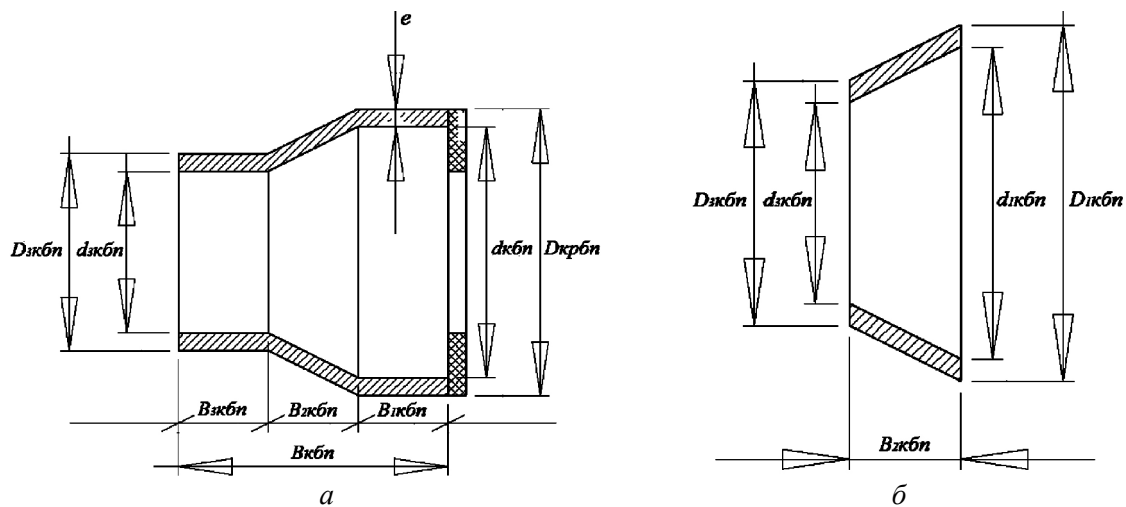


Рисунок 3 – Модель картеру БП:
а – загальна схема; б – конічна частина

Об'єм $V_{ЗК БП}$ приймаємо, як у трансмісії-прототипу, тому що габарит цієї частини картера, а також сумарна ширина картеру $B_{К БП}$ залишається незмінною із умови розміщення ведучого колеса.

Формування системи обмежень. Обмеження повинні враховувати конструктивні особливості трансмісії, геометричні та кінематичні характеристики зубчастих передач, міцність та витривалість зачеплень, а також габарити існуючого МТВ.

1) Для схеми МПП, що розглядається, міжосьові відстані зачеплень КП на передньому ході та ДР повинні бути рівні між собою, тобто

$$a_{wКП2} = \dots = a_{wКПk-1} = a_{wДР}.$$

З урахуванням змінних проектування для кожної передачі отримаємо умову

$$0,5m_{КП2}(z_{КП2,1} + z_{КП2,2}) = \dots = 0,5m_{КПk-1}(z_{КПk-1,1} + z_{k-1,2}) = 0,5m_{ДР}(z_{ДР,1} + z_{ДР,2}). \quad (21)$$

2) Зубці коліс повинні мати необхідну контактну витривалість, а також міцність при перевантаженнях. Тому введемо обмеження, які будуть відображати перевірочний розрахунок зубців по контактним напруженням, а саме,

а) для конічного зачеплення ГП:

$$\sigma_{НГП} \leq \sigma_{НРГП}, \sigma_{НМГП} \leq \sigma_{НРМГП}; \quad (22)$$

б) для циліндричних зачеплень КП та ДР:

$$\sigma_{Н\mu} \leq \sigma_{НР\mu}, \sigma_{НМ\mu} \leq \sigma_{НРМ\mu}; \quad \sigma_{НДР} \leq \sigma_{НРДР}, \sigma_{НМДР} \leq \sigma_{НРМДР}; \quad (23)$$

в) для циліндричних зачеплень планетарних рядів СПР та БП:

$$\sigma_{НСПРc-ct} \leq \sigma_{НРСПРc-ct}, \sigma_{НСПРct-3} \leq \sigma_{НРСПРct-3}, \sigma_{НМСПРc-ct} \leq \sigma_{НРМСПРc-ct}, \sigma_{НМСПРct-3} \leq \sigma_{НРМСПРct-3}; \\ \sigma_{НБПc-ct} \leq \sigma_{НРБПc-ct}, \sigma_{НБПct-3} \leq \sigma_{НРБПct-3}, \sigma_{НМБПc-ct} \leq \sigma_{НРМБПc-ct}, \sigma_{НМБПct-3} \leq \sigma_{НРМБПct-3}, \quad (24)$$

де σ_H та σ_{HM} – розрахункові контактні напруження при дії номінального та максимального навантаження; σ_{HR} та σ_{HRM} – контактні напруження, що допускаються при дії номінального та максимального навантаження.

3) Зубці коліс повинні мати необхідну згинну витривалість, а також міцність при перевантаженнях. Наступні обмеження відображають перевірочний розрахунок зубців на міцність при згині,

а) для конічного зачеплення ГП:

$$\sigma_{FGП1(2)} \leq \sigma_{FRГП1(2)}, \sigma_{FMГП1(2)} \leq \sigma_{FRMГП1(2)}; \quad (25)$$

б) для циліндричних зачеплень КП та ДР:

$$\sigma_{F\mu1(2)} \leq \sigma_{FR\mu1(2)}, \sigma_{FM\mu1(2)} \leq \sigma_{FRM\mu1(2)}; \quad \sigma_{FDР1(2)} \leq \sigma_{FRДР1(2)}, \sigma_{FMDР1(2)} \leq \sigma_{FRMDР1(2)}; \quad (26)$$

в) для циліндричних зачеплень планетарних рядів СПР та БП:

$$\sigma_{ФСПРc} \leq \sigma_{FRСПРc}, \sigma_{ФСПРct} \leq \sigma_{FRСПРct}, \sigma_{ФСПР3} \leq \sigma_{FRСПР3}, \\ \sigma_{FMСПРc} \leq \sigma_{FRMСПРc}, \sigma_{FMСПРct} \leq \sigma_{FRMСПРct}, \sigma_{FMСПР3} \leq \sigma_{FRMСПР3}; \\ \sigma_{ФБПc} \leq \sigma_{FRБПc}, \sigma_{ФБПct} \leq \sigma_{FRБПct}, \sigma_{ФБП3} \leq \sigma_{FRБП3},$$

До обговорення

$$\sigma_{FMBПс} \leq \sigma_{FRMBПс}, \sigma_{FMBПст} \leq \sigma_{FRMBПст}, \sigma_{FMBПз} \leq \sigma_{FRMBПз}, \quad (27)$$

де σ_F та σ_{FM} – розрахункові згинні напруження при дії номінального та максимального навантаження; σ_{FP} та σ_{FRM} – згинні напруження, що допускаються при дії номінального та максимального навантаження.

4) *Модулі зубців* для циліндричних передач стандартизовано. Введемо обмеження рівності, згідно якого вони повинні приймати конкретні числові значення з наступного ряду:

$$m_n = 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6, \dots, m_{n \max}. \quad (28)$$

Приймаємо $m_{n \max} = 6$ мм, ця величина традиційно є максимальною для трансмісій легких гусеничних машин [10, 11] (при необхідності значення можна збільшити).

У конічній передачі модуль може бути нестандартною величиною (завдяки особливостям технології зубонарізання). Тому для неї обмеження по середньому нормальному модулю запишемо в наступному вигляді:

$$m_{n \min} \leq m_n \leq m_{n \max}. \quad (29)$$

Виходячи з традицій проектування трансмісій [10], попередньо приймаємо $m_{n \min} = 2$ мм, $m_{n \max} = 6$ мм.

5) *Числа зубців коліс* повинні приймати цілі значення (мають бути натуральними – N), а також обмежені верхнім z_{\max} та нижнім значенням z_{\min} з міркувань області існування зачеплення та технології виготовлення. Тоді запишемо наступні обмеження:

$$\{z_{ГП1}, z_{ГП2}, z_{КП2,1}, \dots, z_{КПк-1,1}, z_{КП2,2}, \dots, z_{КПк-1,2}, z_{ДР1}, z_{ДР2}, z_{СПРс}, z_{СПРст}, z_{СПРз}, z_{БПс}, z_{БПст}, z_{БПз}\} \in N; \\ z_{\min} \leq \{z_{ГП1}, z_{ГП2}, z_{КП2,1}, \dots, z_{КПк-1,1}, z_{КП2,2}, \dots, z_{КПк-1,2}, z_{ДР1}, z_{ДР2}, z_{СПРс}, z_{СПРст}, z_{СПРз}, z_{БПс}, z_{БПст}, z_{БПз}\} \leq z_{\max}. \quad (30)$$

Прийmemo наступні значення:

- для циліндричних коліс із зовнішніми прямими зубцями $z_{\min} = 17$, для якого відсутнє підрізання, а максимальне число зубців для трансмісій гусеничних машин $z_{\max} = 80$ [10, 11];
- для циліндричних коліс із внутрішніми зубцями $z_{\min} = 40$ (при менших z різко підвищується ймовірність інтерференції у зачепленні), $z_{\max} = 120$;
- для конічних коліс із круговими зубцями $z_{\min} = 12$, $z_{\max} = 80$.

6) *Числа зубців коліс планетарних рядів* повинні задовольняти умовам співвісності, збірки та сусідства,

$$z_{ст} = 0,5(z_з - z_с); \quad (z_с + z_з)/n_{ст} = C; \quad (z_с + z_{ст}) \sin \pi/n_{ст} > (z_{ст} + 2), \quad (31)$$

де C – ціле число; $n_{ст}$ – кількість сателітів.

7) *Обмеження на передавальні відношення зубчастих пар трансмісії*. З вимоги габаритного співвідношення зубчастих коліс передавальні відношення не повинні перевищувати граничні значення i_{\min} та i_{\max} , тоді маємо:

$$|i_{\min}| \leq |i| = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{z_2}{z_1} \leq |i_{\max}|. \quad (32)$$

Для подальших розрахунків, зважаючи на загальні рекомендації при проектуванні трансмісій [11], прийmemo $|i_{\min}| = 0,5$, $|i_{\max}| = 5$.

Для планетарних рядів обмеження (32) записується через внутрішнє передавальне відношення p ,

$$|p_{\min}| \leq |p| = \frac{z_3}{z_c} \leq |p_{\max}|. \quad (33)$$

Приймаємо, виходячи з рекомендацій щодо проектування планетарних трансмісій [11], $|p_{\min}| = 2$, $|p_{\max}| = 5$.

8) *Кути нахилу зубців конічних коліс* повинні бути у межах від β_{\min} до β_{\max} , тоді

$$\beta_{\min} \leq \beta \leq \beta_{\max}. \quad (34)$$

Приймаємо наступні обмеження кута нахилу у середньому перерізі [12]: $\beta_{\min} = 0^\circ$ (зерол-колеса), $\beta_{\max} = 40^\circ$.

9) *Коефіцієнти ширини зубчастого колеса* ψ_{bd} для циліндричних зачеплень та $\psi_m = b_w/R_m$ для конічних не повинні перевищувати максимальні значення, це можна представити у вигляді наступних обмежень-нерівностей:

$$\psi_{bd} \leq \psi_{bd \max}; \quad \psi_m \leq \psi_{m \max}. \quad (35)$$

Для циліндричних коліс трансмісій традиційно у якості максимального значення приймають $\psi_{bd \max} = 0,5$ [11]. Для конічних коліс приймаємо $\psi_{m \max} = 0,35$ [12].

10) *Габаритні обмеження (умова розміщення нової трансмісії в існуюче МТВ)*. Для картеру МПП:

$$L_{\text{МПП}} \leq L_{\text{МПП max}}; \quad B_{\text{МПП}} \leq B_{\text{МПП max}}; \quad H_{\text{МПП}} \leq H_{\text{МПП max}}, \quad (36)$$

а для картеру БП:

$$D_{\text{КБП}} \leq D_{\text{КБП max}}; \quad B_{\text{КБП}} \leq B_{\text{КБП max}}, \quad (37)$$

де $L_{\text{МПП max}}$, $B_{\text{МПП max}}$, $H_{\text{МПП max}}$, $D_{\text{КБП max}}$, $B_{\text{КБП max}}$ – відповідні максимально можливі габарити із умови розміщення МПП та БП.

11) *Розрахункові передавальні відношення трансмісії* $i_{T\mu}^{\text{розр}}$ повинні задовольняти умові, що пов'язана з цілими значеннями чисел зубців,

$$i_{T\mu} \left(1 - \frac{\Delta i_T}{100} \right) \leq i_{T\mu}^{\text{розр}} \leq i_{T\mu} \left(1 + \frac{\Delta i_T}{100} \right), \quad \mu = 1, \dots, k-1, \quad (38)$$

де Δi_T – похибка передавального відношення трансмісії, що задається проектувальником;

$$i_{T1}^{\text{розр}} = i_{\text{ГП}} \cdot i_{\text{ДР}} \cdot i_{\text{БП}} (1 + |p_{\text{СПР}}|) = \frac{z_{\text{ГП2}}}{z_{\text{ГП1}}} \cdot \frac{z_{\text{ДР2}}}{z_{\text{ДР1}}} \cdot \left(1 + \frac{z_{\text{БПе}}}{z_{\text{БПс}}} \right) \left(1 + \frac{z_{\text{СПРе}}}{z_{\text{СПРс}}} \right);$$

$$i_{T\mu}^{\text{розр}} = \frac{i_{\text{ГП}} \cdot i_{\text{КП}\mu} \cdot i_{\text{ДР}} \cdot i_{\text{БП}} (1 + |p_{\text{СПР}}|)}{|p_{\text{СПР}}| \cdot i_{\text{ДР}} + i_{\text{КП}\mu}} = \frac{\frac{z_{\text{ГП2}}}{z_{\text{ГП1}}} \cdot \frac{z_{\text{КП}\mu 2}}{z_{\text{КП}\mu 1}} \cdot \frac{z_{\text{ДР2}}}{z_{\text{ДР1}}} \cdot \left(1 + \frac{z_{\text{БПе}}}{z_{\text{БПс}}} \right) \left(1 + \frac{z_{\text{СПРе}}}{z_{\text{СПРс}}} \right)}{\frac{z_{\text{СПРе}}}{z_{\text{СПРс}}} \cdot \frac{z_{\text{ДР2}}}{z_{\text{ДР1}}} + \frac{z_{\text{КП}\mu 2}}{z_{\text{КП}\mu 1}}}, \quad \mu = 2, \dots, k-1.$$

І на останок підкреслимо, що усі вищенаведені числові значення обмежень носять рекомендований характер. При необхідності та достатньому обґрунтуванні, виходячи з досвіду проектування, вони можуть бути розширені.

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 машини для забезпечення більшої потужності та (або) максимальної швидкості руху.

2. Побудовано математичну модель оптимізації трансмісії за масою, а саме, розглянуто цільову функцію, що враховує геометрію, міцність та масогабаритні властивості основних деталей та вузлів; визначені змінні проектування; розроблено методику визначення мас елементів трансмісії через змінні проектування; сформовано систему обмежень, які накладаються на змінні проектування.

3. У подальших дослідженнях планується обрання методів розв'язання задачі оптимізації, побудова прикладних методик і алгоритмів, виконання тестових і перевірочних розрахунків для підтвердження та оцінки отриманих теоретичних результатів.

Література: 1. Александров Е. Е. Проблемы многокритериальной оптимизации трансмиссий транспортных средств // *Машиноведение и техносфера на рубеже 21 века*. Т. 1 / Е. Е. Александров, В. Б. Самородов. – Донецк, 1999. – С. 26–29. 2. 10:1 на користь "Булатів" / Народна армія. – 2 лютого, 2017. – №5 {5485}. – С. 4. 3. МТ-ЛБ і його модифікації // *Військова панорама*. – 11 грудня 2011. – Режим доступу : <http://wartime.org.ua/455-mt-lb-yogo-modifkaciyi.html>. – Дата звернення: 12 лютого 2017. 4. Бондаренко О. В. Оптимізації співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритним характеристикам на прикладі тривальних коробок передач / Олексій Бондаренко, Олександр Устиненко // *Вісник Національного Політехнічного Інституту «Харківський Політехнічний Інститут»: збірник наукових праць: тематичний випуск «Машинознавство та САПР»*. – Харків : НТУ «ХПІ». – 2012. – № 22. – С. 16–27. 5. Бондаренко О. В. Суміщення методів ЛПт-пошуку та звуження околів при оптимізації тривальних коробок передач / Олексій Бондаренко // *Механіка та машинобудування*. – Харків : НТУ «ХПІ» – 2010. – № 1. – С. 78–84. 6. Калінін П. М. До питання оптимально-раціонального проектування ступінчастих зубчастих редукторів / П. М. Калінін, Ю. О. Остапчук, Ю. В. Жережон-Зайченко, В. І. Юсов, В. І. Сериков // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ «ХПІ» – 2016. – № 23 (1195). – С. 64–71. 7. Бондаренко О. В. Оптимізація трансмісії гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ за масою: цільова функція, змінні проектування та обмеження / О. В. Бондаренко, І. Є. Клочков О. В. Устиненко // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2017. – № 12 (1234). – С. 3–8. 8. Реклейтис Г. Оптимизация в технике / Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. [пер. с англ.] М. : Мир, 1986. – Т. 1. – 349 с. 9. Легкий многоцелевой гусеничный транспортер-тягач МТ-ЛБ. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – М. : Военное изд-во, 1985. – 447 с. 10. Платонов В. Ф., Леиашвили Г. Р. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины. – М. : Машиностроение, 1986. – 296 с. 11. Волонцевич Д. О. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости (конструкции, теория, расчет, производство, эксплуатация) в 10-ти томах. – Том 3. Трансмиссии. – Кн. 1. Ступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования / Волонцевич Д. О., Епифанов В. В., Белов В. К. [под ред. Епифанова В. В.]. – Харьков : ХГПУ, 1996. – 202 с. 12. Загребельный В. Н. Конструирование, расчет геометрии и технология производства зубчатых конических колес центральных передач тракторов: Учеб. пособие. – Харьков : НТУ «ХПІ», 2001. – 380 с.

Bibliography (transliterated): 1. Aleksandrov E. E. Problemy mnogokriterial'noj optimizacii transmissij transportnyh sredstv // *Mashinovedenie i tekhnosfera na rubezhe 21 veka*. Т. 1 / Е. Е. Александров, В. В. Самородов. – Doneck, 1999. – С. 26–29. 2. 10:1 na korist' "Bulativ" / Narodna armiya. – 2 lyutogo, 2017. – №5 {5485}. – S. 4. 3. MT-LB i jogo modifikacii // *Vijs'kova panorama*. – 11 grudnya 2011. – Rezhim dostupu : <http://wartime.org.ua/455-mt-lb-yogo-modifkaciyi.html>. – Data zvernennya: 12 lyutogo 2017. 4. Bondarenko O. V. Optimizacii spivvisnih stupinchastih privodiv mashin po

До обговорення

masogabaritnim karakteristikam na prikladi trival'nih korobok peredach / Oleksij Bondarenko, Oleksandr Ustinenko // Visnik Nacional'nogo Politekhničnogo Institutu «Harkiv'skij Politekhničnij Institut»: zbirnik naukovih prac': tematičnij vipusk «Mashinoznavstvo ta SAPR». – Harkiv : NTU «HPI». – 2012. – № 22. – S. 16–27. 5. Bondarenko O. V. Cumishchennya metodiv LPt-poshuku ta zvuzhennya okoliv pri optimizacii tri-val'nih korobok peredach / Oleksij Bondarenko // Mekhanika ta mashinobuduvannya. – Harkiv : NTU «HPI» – 2010. – № 1. – S. 78–84. 6. Kalinin P. M. Do pitannya optimal'no-racional'nogo proe-ktuvannya stupinchastih zubchastih reduktoriv / P. M. Kalinin, YU. O. Ostapchuk, YU. V. ZHerezhon-Zajchenko, V. I. YUsov, V. I. Srikov // Visnik NTU «HPI». Seriya: Problemi me-hanichnogo privodu. – H. : NTU «HPI» – 2016. – № 23 (1195). – S. 64–71. 7. Bondarenko O. V. Op-timizaciya transmisii gusenichnogo transportera-tyagacha MT-LB za masoyu: cil'ova funkciya, zminni proektuvannya ta obmezheniya / O. V. Bondarenko, I. Є. Klochkov O. V. Ustinenko // Visnik NTU «HPI». Seriya: Mashinoznavstvo ta SAPR. – H. : NTU «HPI». – 2017. – № 12 (1234). – S. 3–8. 8. Reklejtis G. Optimizaciya v tekhnike / Reklejtis G., Rejvindran A., Rehgsdel K. [per. s angl.] M. : Mir, 1986. – T. 1. – 349 s. 9. Legkij mnogocel'noj gusenichnyj transporter-tyagach MT-LB. Tekhnicheskoe opisanie i instrukciya po ehkspluatacii. – M. : Voennnoe izd-vo, 1985. – 447 s. 10. Platonov V. F., Leiashvili G. R. Gusenichnye i kolesnye transportno-tyagovye ma-shiny. – M. : Mashinostroenie, 1986. – 296 s. 11. Voloncevich D. O. Kolesnye i gusenichnye ma-shiny vysokoj prohodimosti (konstrukcii, teoriya, raschet, proizvodstvo, ehkspluataciya) v 10-ti tomah. – Tom 3. Transmissii. – Kn. 1. Stupenchatye transmissii: raschet i osnovy kon-struirovaniya / Voloncevich D. O., Epifanov V. V., Belov V. K. [pod red. Epifanova V. V.]. – Har'kov : HGPU, 1996. – 202 s. 12. Zagrebel'nyj V. N. Konstruirovaniye, raschet geometrii i tekhnologiya proizvodstva zubchatyh konicheskikh koles central'nyh peredach traktorov: Ucheb. posobie. – Har'kov : NTU «HPI», 2001. – 380 s.

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

**МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ОПТИМІЗАЦІЇ ТРАНСМІСІЇ
ГУСЕНИЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА-ТЯГАЧА МТ-ЛБ ЗА МАСОЮ**

Розв'язання задачі оптимізації трансмісії гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ є перспективним напрямком досліджень, тому що дозволяє поліпшити масові характеристики машини. Побудовано математичну модель оптимізації за масою: розглянуто цільову функцію, визначені змінні проектування, сформовано систему обмежень.

Устиненко А.В., Бондаренко А.В., Клочков И.Е.

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОПТИМИЗАЦИИ ТРАНСМИССИИ
ГУСЕНИЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА-ТЯГАЧА МТ-ЛБ ПО МАССЕ**

Решение задачи оптимизации трансмиссии гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ является перспективным направлением исследований, так как позволяет улучшить массовые характеристики машины. Построена математическая модель оптимизации по массе: рассмотрена целевая функция, определены переменные проектирования, сформирована система ограничений.

O. Ustynenko, O. Bondarenko, I. Klochkov

**MATHEMATICAL MODEL OF OPTIMIZATION FOR TRANSMISSION
OF TRACKED LOAD-CARRIER/PRIME MOVER MT-LB**

Solving the problem of optimizing for transmission of tracked load-carrier/prime mover MT-LB is a perspective area of research because it improves the mass characteristics of the machine. Mathematical model of optimization by weight was built, that is: optimization objective function was considered, variables of planning were defined, the system of limits was formed.