

I. Є. КЛОЧКОВ, О. В. УСТИНЕНКО, О. В. БОНДАРЕНКО, В. І. СЕРИКОВ, С. В. АНДРІЄНКО

ОПТИМАЛЬНЕ ПРОЄКТУВАННЯ ЗА МАСОЮ ТРАНСМІСІЇ ГУСЕНИЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА-ТЯГАЧА МТ-ЛБ: МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, АЛГОРИТМ, ЧИСЛОВИЙ ЕКСПЕРИМЕНТ

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 математичну модель оптимізації трансмісії за масою, а саме: побудовано цільову функцію оптимізації трансмісії за масою, яка досить коректно враховує основні показники трансмісії; визначені змінні проєктування, у якості яких обрані основні геометричні параметри зачеплень (модулі та числа зубців); сформовано систему обмежень на змінні проєктування та запропоновано методику динамічного зміння обмежень на числа зубців коробки передач. Запропоновано послідовність перевірки обмежень, яка дозволить зменшити обсяг та час розрахунків для знаходження найкращого розв'язку. Розв'язання виконується на основі зондування простору параметрів, де у якості пробних точок в одиничному багатомірному кубі використовуються точки ЛПт-послідовності. Також було розроблено прикладну методику та докладний алгоритм оптимального проєктування трансмісії. Вони враховують конструктивні, технічні та технологічні особливості останньої, а також дають змогу підвищити точність розрахунків за рахунок керування похибками обчислень передавальних відношень та рівності міжосьових відстаней зачеплень коробки передач та додаткового редуктора трансмісії. Були проведені числові експерименти для базового двигуна та інших 4 двигунів. Аналіз результатів дає змогу зробити висновок, що досягнуто суттєвого зменшення маси та габаритів трансмісії порівняно з базовою при навантаженнях, відповідних для типових режимів руху.

Ключові слова: оптимальне проєктування, багатоцільовий транспортер-тягач МТ-ЛБ, трансмісія, математична модель, цільова функція, змінні проєктування, алгоритм.

I. KLOCHKOV, O. USTYENKO, O. BONDARENKO, V. SIERYKOV, S. ANDRIENKO

OPTIMAL DESIGN BY MASS FOR TRANSMISSION OF TRACKED LOAD-CARRIER/PRIME MOVER MT-LB: MATHEMATICAL MODEL, ALGORITHM, NUMERICAL EXPERIMENT

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. Mathematical model of transmission optimization by mass was constructed, namely: optimization objective function of transmission by weight was built, which is quite correct transmission models, it takes into account the geometry, dimensions, weight and strength properties of the main parts and aggregates; variables planning are defined, which selected as basic geometric parameters of gearings (modules and number of teeth); a system of constraints on the variables planning was constructed, a technique for dynamically changing the constraints on the teeth number for gearbox was proposed. A sequence of constraint checking is proposed, which will reduce the amount and time of calculations to find the best solution. The solution is based on sensing the parameter space, where points of the LPt-sequence are used as test points in a single multidimensional cube. Also, 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. A number of numerical experiments were carried out for the base engine and the other 4 engines. The analysis of the results makes it possible to conclude that a significant reduction in the weight and dimensions of the transmission has been achieved compared to the basic one at loads corresponding to typical driving modes.

Keywords: optimal design, multipurpose load-carrier/prime mover MT-LB, transmission, mathematical model, objective function, variables planning, algorithm.

Вступ. Актуальність задачі. Сучасне транспортне машинобудування висуває все більш жорсткі вимоги до масогабаритних характеристик машин. Безумовно, на масу машини у цілому суттєво впливає маса її окремих агрегатів, таких як трансмісія. Отже, максимально можливе зниження маси останньої є актуальною науково-технічною задачею.

Одним із перспективних шляхів у цьому напрямку є розв'язання задачі оптимального проєктування трансмісій [1] за критерієм мінімальної маси. Ця задача виникає у двох випадках:

1. Створення нової машини та, відповідно, нової трансмісії. В цьому випадку оптимальне проєктування обмежується технічними та технологічними можливостями виробництва і вимогами до трансмісії.

2. Модернізація існуючої машини, наприклад, при заміні двигуна на більш потужний, підвищенні маси та (або) максимальної швидкості тощо. В цьому випадку оптимальне проєктування 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]. А теперішня ситуація, викликана російським вторгненням, потребує поставки до військ у найкоротший термін бронетанкової техніки, що відповідає найсучаснішим вимогам.

Суттєву частину парку гусеничної техніки Збройних сил України складають легкоброньовані гусеничні машини (ЛБГМ). Для регулювання передатного відношення та повороту під час руху машини у трансмісіях ЛБГМ широко застосовуються механічні двопотокові механізми передач та повороту (МПП).

Одна із найбільш поширених в Україні та в інших країнах ЛБГМ з механічними двопотоковими МПП – легкий багатоцільовий гусеничний транспортер-тягач МТ-ЛБ. Він був прийнятий на озброєння у 1964 році та випущений у кількості приблизно 55000 машин, з яких на теперішній час орієнтовно 7500 ще знаходяться у експлуатації [3]. На наш час він вже не відповідає сучасним тактико-технічним характеристикам з точки зору потужності двигуна та середніх швидкостей руху. У зв'язку з цим за останні

© I. Є. Клочков, О. В. Устиненко, О. В. Бондаренко, В. І. Сериков, С. В. Андрієнко, 2023

роки запропоновано багато варіантів його модернізації, більшість із яких полягає у заміні двигуна на більш потужний. При цьому виникає проблема перевантаження інших агрегатів, насамперед трансмісії. Просте підвищення її навантажувальної здатності шляхом збільшення габаритів практично неможливе, що пов'язано з 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.

Аналіз існуючих досліджень. Загальні проблеми оптимізації у техніці та саме для трансмісії розглянуті, наприклад, у працях [1, 4]. Аналогічні питання оптимізації редукторів, трансмісій та коробок передач автомобілів досліджувались у [5, 6]. Особливо слід відмітити роботу [6], де розв'язано задачу оптимально-раціонального проектування співвісного ступінчастого механічного приводу на прикладі тривальної коробки передач автомобіля. Розв'язання виконувалось на основі зондування простору параметрів, де у якості пробних точок в одиничному багатомірному кубі використовуються точки ЛПТ-последовності [7]. Цей підхід і був обраний авторами для використання у подальших дослідженнях.

Постановка задачі. Розв'язання задачі оптимізації традиційно складається з наступних етапів [4]:

1. Постановка оптимізаційної задачі, а саме: побудова цільової функції, визначення змінних про-

ектування, формування системи обмежень.

2. Обрання чи створення нових методів розв'язання задачі оптимізації.

3. Розробка алгоритмів розв'язання задачі.

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

Таким чином, *метою статті* є розробка математичної моделі оптимального проектування за масою трансмісії легкого багатопільового гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ, побудова алгоритму для програмної реалізації розв'язання цієї задачі, а також виконання числових експериментів щодо підтвердження та оцінки отриманих теоретичних результатів.

Математична модель оптимального проектування. Кінематична схема трансмісії наведена на рис. 1 [8]. Вона виконана за двопотоковою схемою, коробка передач об'єднана з механізмами повороту у єдиний механізм передач та повороту (МПП). Бортові передачі – планетарні одноступінчасті.

Цільова функція. Маса трансмісії повинна приймати мінімально можливе значення при виконанні усіх обмежень. Тоді запишемо цільову функцію у наступному вигляді:

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

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

$$\begin{aligned} \sum M = & \sum_{i=1}^2 M_{ЗКГП_i} + M_{ВГП} + \sum_{i=1}^{n_{ЗККП}} M_{ЗККП_i} + \sum_{i=1}^2 M_{ВКП_i} + \sum_{i=1}^{n_{СКП}} M_{СКП_i} + 2 \sum_{i=1}^2 M_{ЗКДР_i} + \\ & + 2M_{ВФ} + 2M_{ФГ} + 2 \sum_{i=1}^{n_{ЗКСПР}} M_{ЗКППР_i} + 2 \sum_{i=1}^{n_{ВСПР}} M_{ВППР_i} + 2M_{ВДППР} + 2M_{КВ} + \\ & + 2M_{ЗГ} + 2 \sum_{i=1}^{n_{ЗКБП}} M_{ЗКБП_i} + 2 \sum_{i=1}^{n_{ВБП}} M_{ВБП_i} + 2M_{ВДБП} + \sum_{i=1}^{n_{П}} M_{П_i} + M_{КМПП} + 2M_{КБП}, \end{aligned} \quad (2)$$

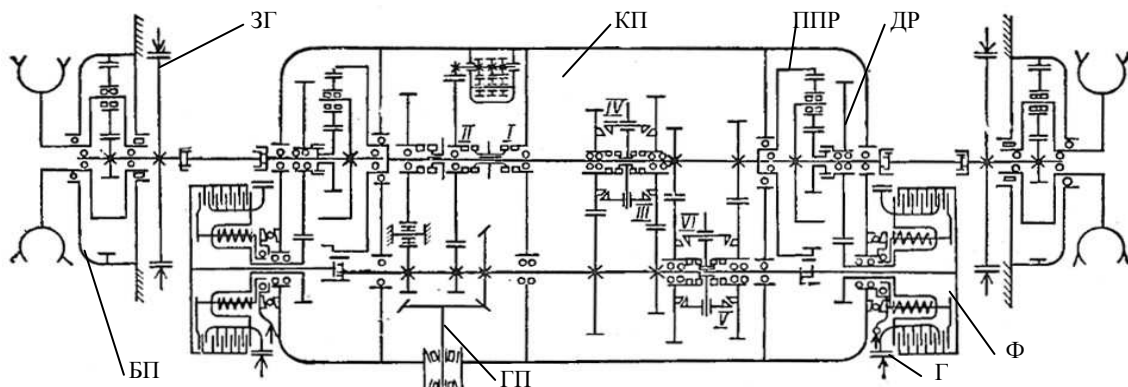


Рисунок 1 – Кінематична схема трансмісії транспортера-тягача МТ-ЛБ:

ГП – головна передача; КП – коробка передач; ДР – додатковий редуктор; Ф – фрикціон МПП;
Г – гальмо МПП; ППР – підсумувальний планетарний ряд; ЗГ – зупиночне гальмо; БП – бортова передача

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,

$n_{ЗККП} = 2(k-1)+1$ – кількість зубчастих коліс КП (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 ППР),

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

$n_{СКП}$ – кількість синхронізаторів,

$\sum_{i=1}^{n_{\text{СКП}}} M_{\text{СКП}i}$ – сумарна маса синхронізаторів КП,
 $2 \sum_{i=1}^2 M_{\text{ЗКДР}i}$ – сумарна маса зубчастих коліс ДР,
 $2M_{\text{ВФ}}$ – сумарна маса валів фрикціонів МПП,
 $2M_{\text{ФГ}}$ – сумарна маса фрикціонів та гальм МПП,
 $2 \sum_{i=1}^{n_{\text{ЗКППР}}} M_{\text{ЗКППР}i}$ – сумарна маса зубчастих коліс ППР,
 $n_{\text{ЗКППР}}$ – кількість зубчастих коліс ППР,
 $2 \sum_{i=1}^{n_{\text{ВППР}}} M_{\text{ВСПР}i}$ – сумарна маса валів та осей ППР,
 $n_{\text{ВППР}}$ – кількість валів та осей ППР,
 $2M_{\text{ВДППР}}$ – сумарна маса водил ППР,
 $2M_{\text{КВ}}$ – сумарна маса карданних валів,
 $2M_{\text{ЗГ}}$ – сумарна маса зушиночних 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 обчислюються безпосередньо через значення змінних проектування з урахуванням системи обмежень. Маси інших деталей та вузлів – згідно з розрахунками на міцність, витривалість та (або) жорсткість.

Змінні проектування. У їх якості обрано геометричні параметри зачеплень [6, 9] – модулі m , числа z та кути нахилу β зубців, а саме: для ГП – $m_{\text{ГП}}$, $z_{\text{ГП1}}$, $z_{\text{ГП2}}$, $\beta_{\text{ГП}}$; для КП – $m_{\text{КП}\mu}$, $z_{\text{КП}\mu,1}$ ($\mu = 2, \dots, k-1$ – номер передачі переднього ходу); для ДР – $m_{\text{ДР}}$, $z_{\text{ДР1}}$, $z_{\text{ДР2}}$ (зачеплення КП та ДР є прямозубими); для СПР – $m_{\text{СПР}}$, $z_{\text{СПР}\epsilon}$, $z_{\text{СПР}\epsilon}$; для БП – $m_{\text{БП}}$, $z_{\text{БП}\epsilon}$, $z_{\text{БП}\epsilon}$.

З метою скорочення розмірності задачі прийняли, що числа зубців ведених коліс КП $z_{\text{КП}\mu,2}$ не є змінними проектування, а розраховуються через числа зубців привідних коліс $z_{\text{КП}\mu,1}$ та наперед задані передавальні відношення трансмісії $i_{\text{Т}\mu}$. Як підсумок, кількість змінних проектування дорівнює 23.

Обмеження на змінні проектування. Нижче наведено послідовність прийнятих обмежень у порядку зростання орієнтовного обсягу математичних обчислень, а також враховано, що деякі обмеження можливо перевірити тільки після інших.

1. Модулі зубців циліндричних передач стандартизовано, вони обираються з наступного ряду:

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

У конічної передачі модуль може бути нестан-

дартною величиною, тому для неї

$$m_{n\text{min}} \leq m_n \leq m_{n\text{max}}. \quad (4)$$

2. Числа зубців коліс повинні приймати цілі значення (мають бути натуральними – N), а також обмежені верхнім z_{max} та нижнім значенням z_{min} . Тоді

$$\begin{aligned} & \{z_{\text{ГП1}}, z_{\text{ГП2}}, z_{\text{КП2,1}}, \dots, z_{\text{КП}k-1,1}, z_{\text{КП2,2}}, \dots, z_{\text{КП}k-1,2}, \\ & z_{\text{ДР1}}, z_{\text{ДР2}}, z_{\text{СПР}\epsilon}, z_{\text{СПР}\epsilon}, z_{\text{БП}\epsilon}, z_{\text{БП}\epsilon}, z_{\text{БП}\epsilon}\} \in N; \\ & z_{\text{min}} \leq \{z_{\text{ГП1}}, z_{\text{ГП2}}, z_{\text{КП2,1}}, \dots, z_{\text{КП}k-1,1}, z_{\text{КП2,2}}, \dots, z_{\text{КП}k-1,2}, \\ & z_{\text{ДР1}}, z_{\text{ДР2}}, z_{\text{СПР}\epsilon}, z_{\text{СПР}\epsilon}, z_{\text{БП}\epsilon}, z_{\text{БП}\epsilon}, z_{\text{БП}\epsilon}\} \leq z_{\text{max}}. \end{aligned} \quad (5)$$

3. Числа зубців коліс планетарних рядів повинні задовольняти умовам співвідношення, збірки та суцільства з урахуванням кількості сателітів $n_{\text{СТ}}$,

$$\begin{aligned} & z_{\text{СТ}} = 0,5(z_e - z_c); (z_c + z_e)/n_{\text{СТ}} = \text{ціле число}; \\ & (z_c + z_{\text{СТ}}) \sin \pi/n_{\text{СТ}} > (z_{\text{СТ}} + 2). \end{aligned} \quad (6)$$

4. Кути нахилу зубців конічних коліс повинні бути у межах від β_{min} до β_{max} , тоді

$$\beta_{\text{min}} \leq \beta_m \leq \beta_{\text{max}}. \quad (7)$$

5. Міжосьові відстані зачеплень КП на передньому ході та ДР повинні бути рівні між собою, тобто для кожної передачі

$$\begin{aligned} & 0,5m_{\text{КП2}}(z_{\text{КП2,1}} + z_{\text{КП2,2}}) = \dots = \\ & = 0,5m_{\text{КП}k-1}(z_{\text{КП}k-1,1} + z_{k-1,2}) = \\ & = 0,5m_{\text{ДР}}(z_{\text{ДР,1}} + z_{\text{ДР,2}}). \end{aligned} \quad (8)$$

6. Розрахункові передатні відношення трансмісії $i_{\text{Т}\mu}^{\text{розр}}$ повинні задовольняти умові, що пов'язана з цілими значеннями чисел зубців,

$$i_{\text{Т}\mu} \left(1 - \frac{\Delta i_{\text{Т}}}{100}\right) \leq i_{\text{Т}\mu}^{\text{розр}} \leq i_{\text{Т}\mu} \left(1 + \frac{\Delta i_{\text{Т}}}{100}\right), \mu = 1, \dots, k-1, \quad (9)$$

де $\Delta i_{\text{Т}}$ – похибка передатного відношення трансмісії, яка задається проектувальником;

$$\begin{aligned} & i_{\text{Т}\mu}^{\text{розр}} = i_{\text{ГП}} \cdot i_{\text{ДР}} \cdot i_{\text{БП}} (1 + |p_{\text{СПР}}|) = \\ & = \frac{z_{\text{ГП2}}}{z_{\text{ГП1}}} \cdot \frac{z_{\text{ДР2}}}{z_{\text{ДР1}}} \cdot \left(1 + \frac{z_{\text{БП}\epsilon}}{z_{\text{БП}\epsilon}}\right) \left(1 + \frac{z_{\text{СПР}\epsilon}}{z_{\text{СПР}\epsilon}}\right); \\ & i_{\text{Т}\mu}^{\text{розр}} = \frac{i_{\text{ГП}} \cdot i_{\text{КП}\mu} \cdot i_{\text{ДР}} \cdot i_{\text{БП}} (1 + |p_{\text{СПР}}|)}{|p_{\text{СПР}}| \cdot i_{\text{ДР}} + i_{\text{КП}\mu}} = \\ & = \frac{\frac{z_{\text{ГП2}}}{z_{\text{ГП1}}} \cdot \frac{z_{\text{КП}\mu,2}}{z_{\text{КП}\mu,1}} \cdot \frac{z_{\text{ДР2}}}{z_{\text{ДР1}}} \cdot \left(1 + \frac{z_{\text{БП}\epsilon}}{z_{\text{БП}\epsilon}}\right) \left(1 + \frac{z_{\text{СПР}\epsilon}}{z_{\text{СПР}\epsilon}}\right)}{\frac{z_{\text{СПР}\epsilon}}{z_{\text{СПР}\epsilon}} \cdot \frac{z_{\text{ДР2}}}{z_{\text{ДР1}}} + \frac{z_{\text{КП}\mu,2}}{z_{\text{КП}\mu,1}}}, \\ & \mu = 2, \dots, k-1, \end{aligned} \quad (10)$$

7. Обмеження на передатні відношення зубчастих пар трансмісії. З вимоги габаритного співвідношення зубчастих коліс маємо:

$$|i_{\text{min}}| \leq |i| = |\omega_1/\omega_2| = z_2/z_1 \leq |i_{\text{max}}|. \quad (11)$$

Для планетарних рядів обмеження (11) запису-

ється через внутрішнє передатне відношення p ,

$$|p_{\min}| \leq |p| = z_c/z_c \leq |p_{\max}|. \quad (12)$$

8. Забезпечення для зубців коліс контактної та згинної витривалості, а також міцності при перевантаженнях, а саме,

а) для конічного зачеплення ГП:

$$\sigma_{НГП} \leq \sigma_{НРГП}, \sigma_{НМГП} \leq \sigma_{НРМГП}; \\ \sigma_{FGП(2)} \leq \sigma_{FRГП(2)}, \sigma_{FMГП(2)} \leq \sigma_{FRМГП(2)}; \quad (13)$$

б) для циліндричних зачеплень КП та ДР:

$$\sigma_{Н\mu} \leq \sigma_{НР\mu}, \sigma_{НМ\mu} \leq \sigma_{НРМ\mu}; \\ \sigma_{F\mu(2)} \leq \sigma_{FR\mu(2)}, \sigma_{FM\mu(2)} \leq \sigma_{FRM\mu(2)}; \\ \sigma_{НДР} \leq \sigma_{НРДР}, \sigma_{НМДР} \leq \sigma_{НРМДР}; \\ \sigma_{FDР(2)} \leq \sigma_{FRДР(2)}, \sigma_{FMДР(2)} \leq \sigma_{FRMДР(2)}; \quad (14)$$

в) для циліндричних зачеплень планетарних рядів ППР та БП:

$$\sigma_{НППРc-ct} \leq \sigma_{НРППРc-ct}, \sigma_{НМППРc-ct} \leq \sigma_{НРМППРc-ct}, \\ \sigma_{НММППРc-ct} \leq \sigma_{НРММППРc-ct}, \sigma_{НМММППРc-ct} \leq \sigma_{НРМММППРc-ct}; \\ \sigma_{НБПc-ct} \leq \sigma_{НРБПc-ct}, \sigma_{НМБПc-ct} \leq \sigma_{НРМБПc-ct}, \\ \sigma_{НММБПc-ct} \leq \sigma_{НРММБПc-ct}, \sigma_{НМММБПc-ct} \leq \sigma_{НРМММБПc-ct}; \\ \sigma_{FPРc} \leq \sigma_{FRПРc}, \sigma_{FMПРc} \leq \sigma_{FRMПРc}, \\ \sigma_{FMPРc} \leq \sigma_{FRMPРc}; \quad (15) \\ \sigma_{FMМПРc} \leq \sigma_{FRММПРc}, \sigma_{FMММПРc} \leq \sigma_{FRМММПРc}, \\ \sigma_{FMМММПРc} \leq \sigma_{FRММММПРc}; \\ \sigma_{FBПc} \leq \sigma_{FRБПc}, \sigma_{FMБПc} \leq \sigma_{FRMБПc}, \\ \sigma_{FMМБПc} \leq \sigma_{FRММБПc}; \\ \sigma_{FMММБПc} \leq \sigma_{FRМММБПc}, \\ \sigma_{FMМММБПc} \leq \sigma_{FRММММБПc},$$

де σ_H, σ_F і σ_{HM}, σ_{FM} – контактні та згинні напруження при дії номінального і максимального навантаження;

σ_{HR}, σ_{FR} і $\sigma_{HRM}, \sigma_{FRM}$ – відповідні допустимі напруження.

10. Коефіцієнти ширини зубчастого колеса ψ_{bd} для циліндричних зачеплень та $\psi_m = b_w/R_m$ для конічних не повинні перевищувати максимальні значення,

$$\psi_{bd} \leq \psi_{bd\max}; \quad \psi_m \leq \psi_{m\max}. \quad (16)$$

11. Габаритні обмеження для картерів МПП та БП:

$$L_{МПП} \leq L_{МПП\max}, \quad B_{МПП} \leq B_{МПП\max}, \\ H_{МПП} \leq H_{МПП\max}; \quad (17) \\ D_{КБП} \leq D_{КБП\max}, \quad B_{КБП} \leq B_{КБП\max},$$

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

Таким чином, залежності (1)–(17) складають математичну модель оптимального проектування трансмісії транспортера-тягача МТ-ЛБ за масою з урахуванням обмежень на геометричні та кінематичні характеристики зубчастих передач, міцність та

витривалість зачеплень, а також на габарити МТВ.

Основи методу розв'язання задачі оптимального проектування. Як було вказано вище, авторами обрано так званий метод ЛПт-пошуку [7]. Він дає змогу оперувати значною кількістю параметрів (до 51) та забезпечує достатньо велику кількість рівномірно-розподілених пробних точок (до 2^{20}).

Скористуємось основними положеннями та розрахунковими залежностями [7] щодо рівномірно розподілених послідовностей.

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_i з декартовими координатами $(\alpha_{i,1}, \dots, \alpha_{i,n})$, де при $j = 1, 2, \dots, n$ (j – порядковий номер змінної проектування, n – їхня кількість),

$$\alpha_{i,j} = a_j + (b_j - a_j)q_{i,j} \quad (18)$$

є рівномірно розподіленою послідовністю в паралелепіпеді Π (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_{ij} для ЛПт-послідовності зазвичай обчислюються за арифметичним алгоритмом. Він базується безпосередньо на розрахунках за спеціальною таблицею чисельників $r_j^{(l)}$. За заданим номером точки i спочатку обчислюємо допоміжну величину m , а потім для кожного j -го параметру обчислюємо координату q_{ij} ,

$$m = 1 + \left\lceil \frac{\ln i}{\ln 2} \right\rceil; \\ q_{i,j} = \sum_{k=1}^m 2^{-k+1} \left\{ \frac{1}{2} \sum_{l=k}^m \left[2^{\{i^{-l}\}} \right] \cdot \left[2^{\{r_j^{(l)} 2^{k-1-l}\}} \right] \right\}, \quad (19)$$

де $[X]$ – ціла частина деякого числа X , а $\{X\}$ – дробова частина того ж числа.

Таким чином, розв'язання задачі оптимального проектування методом ЛПт-пошуку складається з наступних етапів.

1. Завдання вхідних даних, у тому числі обмежень на змінні проектування.
2. Генерування декартових координат q_{ij} за залежністю (19).
3. Генерування значень змінних проектування $\alpha_{i,j}$ згідно залежності (18). Тут $i = 1, 2, \dots, 2^{20}$ – номер пробної точки; $j = 1, 2, \dots, 23$ – порядковий номер змінної проектування; a_j, b_j – відповідно мінімальні та максимальні значення обмежень на змінні проектування.
4. Перевірка обмежень на змінні проектування.
5. Складання масиву можливих варіантів.
6. Пошук оптимального значення шляхом сортування масиву.

Алгоритм оптимального проектування. Доповнимо вище наведені математичну модель і метод ЛПт-пошуку етапами вводу-виводу даних та зведемо їх у єдиний алгоритм, який представлено на рис. 2.

Особливістю цього алгоритму є наявність зовнішньої та внутрішньої ЛПт-послідовностей. У зовнішньому циклі генерується ЛПт-послідовність для

усіх змінних проектування, окрім $z_{КП\mu,1}$, а у внутрішньому – ЛПТ-послідовність $z_{КП\mu,1}$ з урахуванням звуження діапазонів $z_{КП\mu,1min}$, $z_{КП\mu,1max}$. Для цього після

перевірки основних обмежень:

1. У пробній точці обчислюються передатні відношення КП $i_{КП\mu}$,

$$i_{КП\mu} = \frac{z_{КП\mu,2}}{z_{КП\mu,1}} = \frac{i_{Т\mu} \cdot z_{ДР2} \cdot z_{ГП1} \cdot z_{БПс} \cdot z_{ППРс}}{z_{ДР2} \cdot z_{ГП2} (z_{ППРс} + z_{ППРс}) - i_{Т\mu} \cdot z_{ДР1} \cdot z_{ГП1} \cdot z_{БПс} \cdot z_{ППРс}}, \quad \mu = 2, \dots, k-1. \quad (20)$$

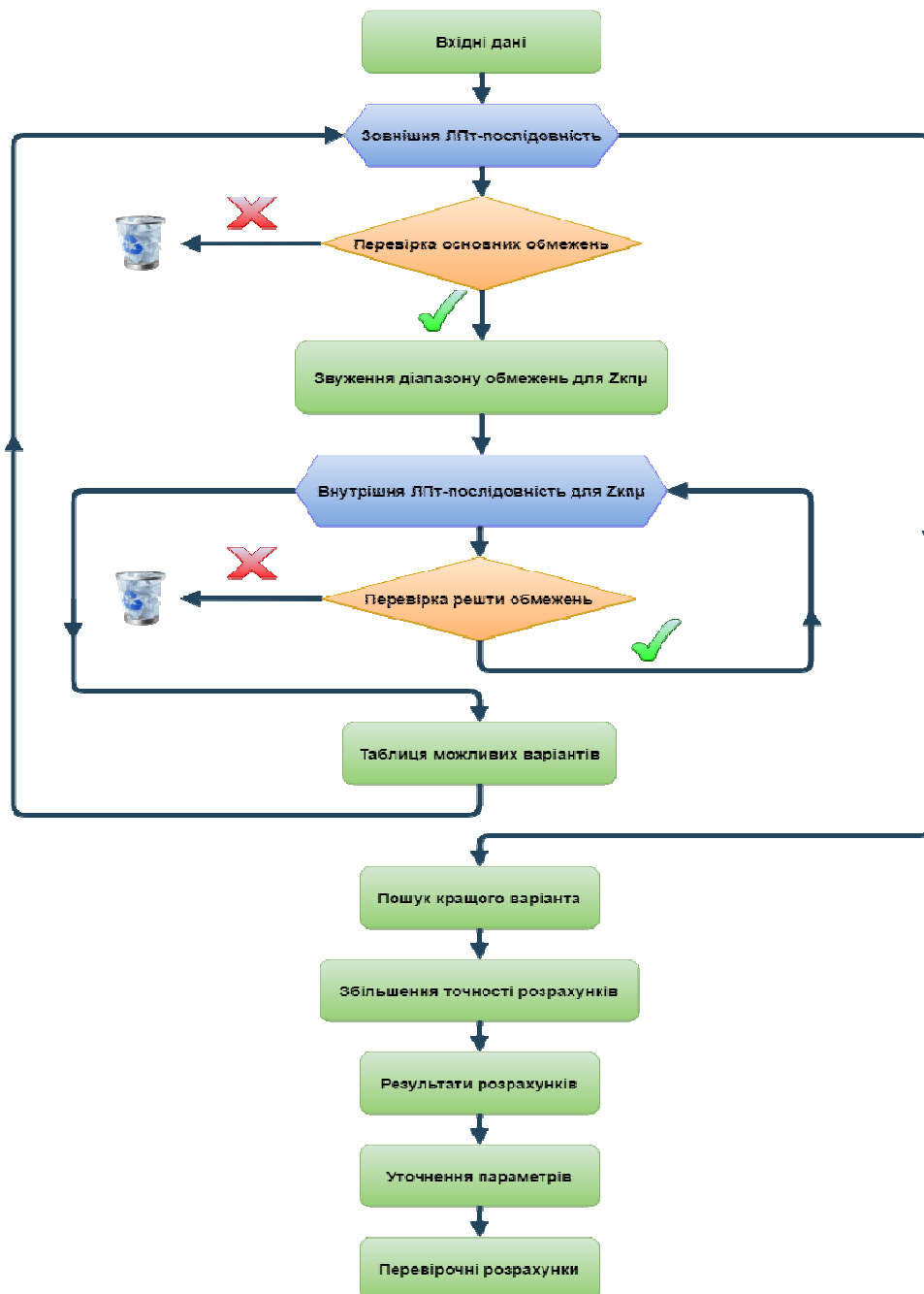


Рисунок 2 – Схема алгоритму оптимального проектування трансмісії транспортера-тягача МТ-ЛБ

2. Визначаються граничні числа зубців $z_{КП\mu,1min}$ та $z_{КП\mu,1max}$, починаючи з другої передачі. Якщо $i_{КП\mu} \geq 1$, то

$$z_{КП\mu,1min} = z_{min}, \quad z_{КП\mu,1max} = \frac{z_{max}}{i_{КП\mu}}; \quad (21)$$

якщо $i_{КП\mu} < 1$, то

$$z_{КП\mu,1min} = \frac{z_{min}}{i_{КП\mu}}, \quad z_{КП\mu,1max} = z_{max}. \quad (22)$$

3. Генерується внутрішня ЛПТ-послідовність

для $z_{КП\mu,1}$ та обчислюються $z_{КП\mu,2}$,

$$z_{КП\mu,2} = z_{КП\mu,1} \cdot i_{КП\mu}. \quad (23)$$

Така побудова алгоритму зменшує час розрахунків завдяки звуженню обмежень для чисел зубців коліс КП $z_{КП\mu,1}$.

Якщо пробна точка проходить всі умови, то вона потрапляє до таблиці можливих варіантів. Таблиця є двовимірним масивом, у якому кожному номеру точки відповідає набір параметрів проектування та

значення цільової функції. Пошук найкращого варіанта здійснюється сортуванням, наприклад, методом вставки.

У процесі збільшення точності розрахунків проводиться поступове зменшення похибки рівності міжосьових відстаней зачеплень КП та ДР. При необхідності можливо також зменшувати похибку передатного відношення трансмісії.

На етапі уточнення параметрів можливо забезпечення точної рівності міжосьових відстаней зачеплень КП та ДР розрахунком необхідного сумарного коефіцієнта зміщення похідного контуру $x_{\Sigma} = x_1 \pm x_2$ для кожного зачеплення.

На основі цього алгоритму було розроблено відповідне програмне забезпечення. Його реалізація здійснювалася у середовищі PascalABC.NET.

Числовий експеримент. З метою апробації запропонованих математичної моделі та алгоритму були виконані числові експерименти з використанням базового двигуна та чотирьох двигунів підвищеної потужності.

Параметри прототипу та результати числових експериментів наведені у табл. 1. Орієнтовні контури картерів базової та декількох оптимізованих МПП наведені на рис. 3.

Таблиця 1 – Параметри прототипу та результати числових експериментів

Двигун (потужність, к.с.)	Питома потужність N_p , к.с./т	Маса трансмісії M , кг	Довжина МПП L , мм	Ширина МПП B , мм	Висота МПП H , мм
Базові двигун та трансмісія (240)	24,74	533,2	1285	692	412
Базовий двигун (240)	24,97	445,5	1257	602	356
Базовий двигун із турбонаддувом (300)	31,18	455,3	1264	603	356
DEUTZ AG BF6M 1015 Тур-16 (326)	33,78	485,4	1264	645	383
DEUTZ AG BF6M 1015C (408)	42,07	531,5	1268	677	400
DEUTZ AG BF6M 1015CP (448)	46,21	527,3	1265	677	400

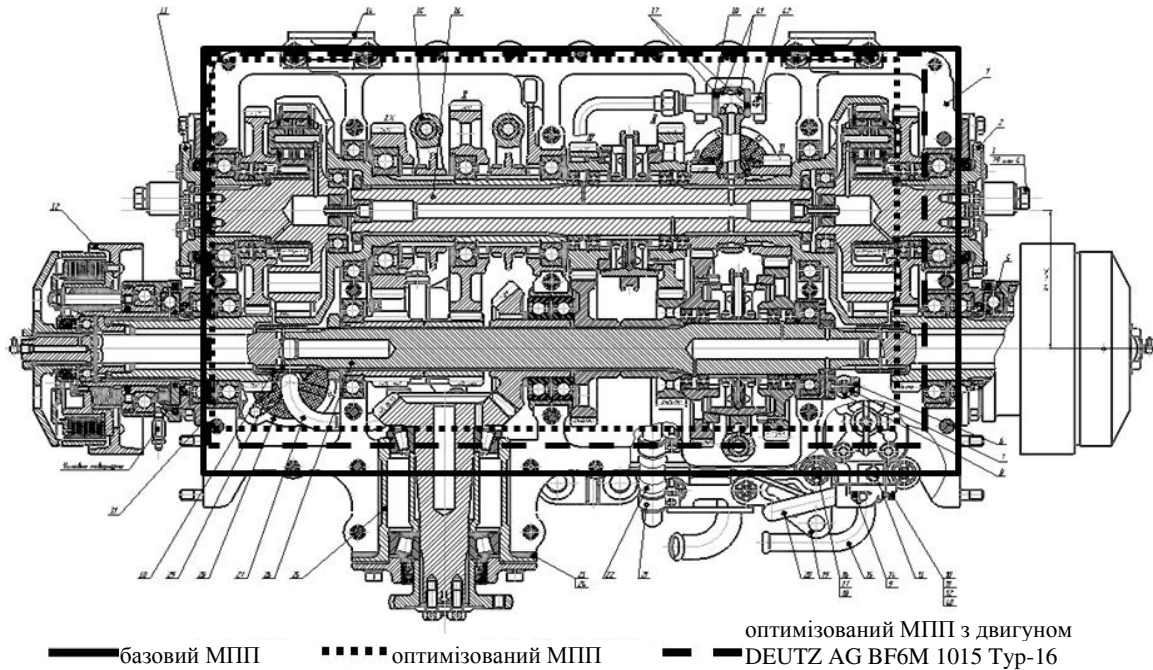


Рисунок 3 – Зменшення габаритів оптимізованих МПП відносно базового

Аналіз результатів у таблиці дає змогу зробити висновок, що досягнуто суттєвого зменшення маси та габаритів трансмісії порівняно з базовою при навантаженнях, відповідних для типових режимів руху. При цьому питома потужність машини збільшується відповідно на 14,6%, 9%, 0,3%, 1,1%, а також на 16,4% для базового двигуна у 240 к.с.

Висновки:

1. Розв'язана актуальна науково-практична задача оптимального проєктування механічної двопотокової трансмісії багатопільового гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ, що 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. Розроблено удосконалену математичну модель проєктування трансмісії гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ з оптимальними конструктивними параметрами, яка, на відміну від існуючих, більш коректно моделює трансмісію та дає змогу врахувати конструктивні особливості трансмісії, геометрокінематичні характеристики зубчастих передач, міцність та витривалість зачеплень, масогабаритні властивості основних деталей та вузлів, а також габарити існуючого МТВ. А саме: побудовано цільову функцію; визначені змінні проєктування, у якості яких обрані основні геометричні параметри зачеплень; запропоновано методику розрахунку мас елементів з урахуванням конструктивних особливостей трансмісії; побудовано систему обмежень на змінні проєктування.

3. Реалізацію математичної моделі представлено у вигляді комплексного алгоритму, який поєднує вказані вище цільову функцію, обмеження та метод оптимізації з раціональною послідовністю перевірки обмежень, звуженням деяких околів пошуку розв'язку та аналізом і обробкою отриманих результатів. Його програмна реалізація здійснювалася у середовищі PascalABC.NET.

4. Апробація алгоритму з використанням чотирьох двигунів підвищеної потужності показала, що результати розрахунків підтверджують адекватність математичної моделі розв'язання задачі. А саме: досягнуто розміщення нових варіантів трансмісії у існуюче МТВ замість базової при одночасному підвищенні потужності двигуна з 240 до 300, 326, 408, 448 к.с.; досягнуто зниження маси нових варіантів трансмісії порівняно з базовою 533,2 кг відповідно на 14,6%, 9%, 0,3%, 1,1%, а також на 16,4% для базового двигуна в 240 к.с.

Список літератури

1. Александров Е. Е., Самородов В. Б. Проблемы многокритериальной оптимизации трансмиссий транспортных средств. *Машиноведение и техносфера на рубеже 21 века*. Т. 1. 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-modifikacyi.html> (дата звертання 12.02.2017).
4. H. Rekleyts, A. Reyvyntran, K. Rjehsdel. *Engineering Optimization*. New York, A Wiley-Interscience Publ., 1983.
5. Калінін П. М., Остапчук Ю. О., Жережон-Зайченко Ю. В., Юсов В. І., Сериков В. І. До питання оптимально-раціонального проектування ступінчастих зубчастих редукторів. *Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу*. Харків, НТУ "ХПІ", 2016. № 23 (1195). С. 64–71.
6. Бондаренко О. В., Устиненко О. В. Оптимізації співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритним характеристикам на прикладі тривалих коробок передач. *Вісник НТУ "ХПІ". Тематичний випуск "Машинознавство та САПР"*. Харків, НТУ "ХПІ", 2012. № 22. С. 16–27.
7. Соболев И. М., Статников Р. Б. *Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями*. Москва, Дрофа, 2006. 175 с.
8. Легкий многоцелевой гусеничный транспортер-тягач МТ-ЛБ. *Техническое описание и инструкция по эксплуатации*. Москва, Военное изд-во, 1985. 447 с.
9. Ключков 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.

References (transliterated)

1. Aleksandrov E. E., Samorodov V. B. Problemy mnohokryterial'noy optymyzatsyy transmyssyy transportnykh sredstv [Multicriteria optimization problems transmissions vehicles]. *Mashynovedenye i tekhnosfera na rubezhe 21 veka* [Mechanical engineering and technosphere at the turn of the 21st century]. T. 1, Donetsk, 1999, pp. 26–29.
2. 10:1 na koryst' "Bulativ" [10:1 in favor of "Bulats"]. *Narodna armiya* [National army]. 2.02.2017, no. 5 {5485}, p. 4.
3. МТ-ЛБ і його модифікації [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).
4. H. Rekleyts, A. Reyvyntran, K. Rjehsdel. *Engineering Optimization*. New York, A Wiley-Interscience Publ., 1983.
5. Kalinin P. M., Ostapchuk Yu. O., Zherezhon-Zaychenko Yu. V., Yusov V. I., Syerykov V. I. Do pytannya optymal'no-ratsional'noho proektuvannya stupinchastykh zubchastykh reduktoriv [On the issue of sustainable design best-stepped gear reducers]. *Visnyk NTU "KhPI". Seriya: Problemy mekhanichnoho pryvodu* [Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problems of mechanical drive]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 23 (1195), pp. 64–71.
6. Bondarenko O. V., Ustynenko O. V. Optymizatsiyyi 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". Tematychnyy vypusk "Mashynoznavstvo ta SAPR"* [Bulletin of the NTU "KhPI". Series: Engineering and CAD]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2012, no. 22, pp. 16–27.
7. Sobol' I. M., Statnikov R. B. *Vybor optimal'nykh parametrov v zadachah so mnogimi kriterijami* [The choice of optimal parameters in problems with many criteria]. Moscow, Drofa Publ., 2006. 175 p.
8. *Lehkyy mnohotselevoy gusenychnyy transporter-tyahach MT-LB. Tekhnicheskoe opysanye i instruksiya po ekspluatatsii* [The light multi-purpose tracked load-carrier/prime mover MT-LB. Technical description and user manual]. Moscow, Voennoe izd-vo Publ., 1985. 447 p.
9. Klochkov I. E., Ustynenko O. V., Bondarenko O. V., Braslavska T. S. Pobudova cil'ovoi' funktsii' optymizatsii' transmissii' gusenychnogo 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.

Надійшла (received) 30.01.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Ключков Ілля Євгенович / Klochkov Illia – магістр (M.Sc.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», молодший науковий співробітник кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-69-01; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4923-2833>; e-mail: s008@tmm-sapr.org

Устиненко Олександр Віталійович / Ustynenko Oleksandr – 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: ustyn1964@tmm-sapr.org

Бондаренко Олексій Вікторович / Bondarenko Oleksiy – 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

Сериков Володимир Іванович / Sierykov Volodymyr – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», докторант кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-64-78; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5295-3925>; e-mail: SerikovVI@tmm-sapr.org

Андрієнко Сергій Володимирович / Andrienko Sergij – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, викладач кафедри інженерної та комп'ютерної графіки; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-37-24; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4310-3128>; e-mail: andrisergejjsv@gmail.com