

С. В. СТРИМОВСЬКИЙ

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОЇ РОБОТИ АГРЕГАТІВ ТА ВУЗЛІВ ТРАНСМІСІЇ НА КОЛІСНИХ БРОНЕТРАНСПОРТЕРАХ СЕРІЇ БТР-4

У статті досліджуються причини виходу з ладу агрегатів та вузлів трансмісії колісних бронетранспортерів серії БТР-4, зокрема міжосьових та міжколісних диференціалів, у процесі експлуатації. Розглянуто джерела виникнення статичних та динамічних навантажень у агрегатах та вузлах гідромеханічної трансмісії чотиривісної колісної машини. На основі досвіду експлуатації бронетранспортерів БТР-4Е виявлено найбільш уразливі агрегати та вузли трансмісії. Проведено кінематичний та силовий аналіз трансмісії багатовісної колісної машини в умовах заблокованих диференціалів. Обґрунтовано причини виникнення шкідливої циркулюючої потужності та механічного і термічного руйнування шестерень у міжосьових диференціалах конічного типу з примусовим блокуванням. Проведено аналіз математичного опису моментів і потужностей опору руху, шкідливої циркуляції та теплового перегріву деталей у міжосьових диференціалах. Виявлено недоліки конструкції класичної конічної шестеренної передачі. Обґрунтовано критичну швидкість руху бронетранспортера із заблокованими міжосьовими диференціалами конічного типу із примусовим блокуванням. Запропоновано шляхи підвищення надійної роботи прохідних мостів та коробки роздавальної у гідромеханічній трансмісії колісного бронетранспортера, що включають застосування автоматичної системи разблокування міжосьових диференціалів або розроблення нової конструкції міжосьового диференціалу на основі черв'ячного диференціалу Torsen або активного диференціалу з керованими фрикційними муфтами.

Ключові слова: бронетранспортер БТР-4, трансмісія, міжосьовий диференціал, міжколісний диференціал, циркулююча потужність, надійність, блокування диференціалу

S. STRIMOVSKIY

WAYS TO IMPROVE THE RELIABILITY OF TRANSMISSION UNITS AND ASSEMBLIES IN BTR-4 SERIES WHEELED ARMORED PERSONNEL CARRIERS

This paper investigates the causes of failures in transmission units and assemblies of BTR-4 series wheeled armored personnel carriers, with particular emphasis on inter-axle and inter-wheel differentials during operation. The sources of static and dynamic loads acting on the units and assemblies of a hydromechanical transmission in a four-axle wheeled vehicle are examined. Based on operational experience with the BTR-4E armored personnel carriers, the most vulnerable transmission units and assemblies have been identified. A kinematic and force analysis of the transmission of a multi-axle wheeled vehicle under conditions of locked differentials is carried out. The causes of harmful circulating power and the mechanical and thermal failure of gears in bevel-type inter-axle differentials with forced locking are substantiated. A mathematical analysis of torque and power associated with motion resistance, harmful circulation, and thermal overheating of components in inter-axle differentials is presented. Design shortcomings of the classical bevel gear transmission are identified. The critical vehicle speed for operation with locked bevel-type inter-axle differentials with forced locking is determined. Methods for improving the reliability of drive axles and the transfer case in the hydromechanical transmission of a wheeled armored personnel carrier are proposed. These include the implementation of an automatic inter-axle differential unlocking system or the development of a new inter-axle differential design based on a Torsen-type worm differential or an active differential with controlled friction clutches.

Keywords: BTR-4 armored personnel carrier, transmission, inter-axle differential, inter-wheel differential, circulating power, reliability, differential locking

Вступ. Тенденції розвитку бронетранспортерів з колісною формулою 8x8 характеризуються збільшенням їх бойової маси через підвищення рівня захищеності та бойової могутності цього виду бойових машин. При цьому повинні зберігатись показники рухливості та прохідності, які визначаються характеристиками двигуна та трансмісії. Тому в умовах бойового застосування та інтенсивної експлуатації особливе значення набуває надійність роботи агрегатів та вузлів трансмісії колісного бронетранспортера, на яку впливають величини і види навантажень, що виникають внаслідок передачі потужності від двигуна до ведучих коліс.

Джерелами виникнення навантажень у вузлах трансмісії транспортної машини, з одного боку, є робота двигуна внутрішнього згоряння на різних режимах, а з іншого боку, – це опір руху машини на різних видах доріг. Також помилки механіка-водія у керуванні колісним бронетранспортером можуть визвати шкідливі навантаження, які

призводять до виходу з ладу агрегатів та вузлів трансмісії.

Досвід експлуатації бронетранспортерів серії БТР-4 виявив низку проблем, пов'язаних із руйнуванням деталей диференціалів під час руху із примусово заблокованими міжосьовими диференціалами. Тому науково-технічні питання, пов'язані з підвищенням надійної роботи агрегатів та вузлів трансмісії, залишається актуальним і своєчасним.

Аналіз останніх досягнень та публікацій. Характеристики надійної роботи агрегатів та вузлів трансмісії на транспортних машинах закладаються на етапі розроблення їх нової конструкції, реалізуються у виробництві відповідно до технологічних процесів виготовлення, перевіряються випробуваннями та підтримуються у експлуатації відповідно до правил, які наведені у настановах з експлуатування виробів, подібно до всіх інших

© С. В. Стрیمовський, 2026

технічних систем [1].

Тому багато наукових статей присвячені питанням надійності нових конструкцій на етапі їх розроблення. У цих публікаціях висвітлені питання визначення імовірності безвідмовної роботи елементів трансмісій військових колісних машин за допомогою методу узагальненої декомпозиції [2], вирівнювання ресурсу агрегатів трансмісії багатівісної колісної машини шляхом введення статичного дисбалансу розподілу ваги машини між мостами [3], визначенню навантажень у приведеному валі трансмісії повнопривідної транспортної машини при кінематичному неузгодженні у трансмісії із блокованим приводом [4], моделюванню режимів роботи окремих агрегатів та вузлів трансмісії транспортних машин [5, 6] тощо.

Також є підручники, посібники та монографії, у яких викладений опис конструкції всіх елементів трансмісії, їх фізичних принципів роботи з наведенням математичних розрахунків [7–9].

Є низка робіт, у яких відображаються результати випробувань та експериментальних досліджень агрегатів і вузлів трансмісії повнопривідних колісних машин. Наприклад, представлені результати експериментального визначення моменту блокування дворядного кулачкового міжколісного диференціалу під час повного вивішування одного з коліс [10], експериментальні дослідження динамічних процесів експлуатаційних навантажень елементів трансмісії транспортної машини [11], вимірювання навантажень у трансмісії двовісної повнопривідної колісної машини при зблокованих диференціалах [12] та інші.

Крім того, досліджені експлуатаційні властивості транспортних колісних машин [13]. Але експлуатація бронетранспортерів БТР-4Е виявила найбільш уразливі агрегати та вузли трансмісії, для підвищення надійної роботи яких необхідно дослідити навантаження, що виникають у трансмісії під час руху.

Мета та постановка задачі – проведення аналізу навантажень, що виникають у трансмісії колісного бронетранспортера БТР-4Е, виявлення причин відмов та розробка рекомендацій щодо підвищення надійної роботи агрегатів і вузлів трансмісії.

Основна частина. Розглянемо конструкцію трансмісії на бронетранспортерах серії БТР-4. Ці бойові машини являють собою чотиривісні, повнопривідні, колісні машини, на яких застосовується гідромеханічна трансмісія з системою автоматичного керування [14].

Схема трансмісії бронетранспортера БТР-4Е зображена на рис.1.

Основними агрегатами автоматизованої гідромеханічної трансмісії є автоматична коробка перемикачів передач (АКП) з гідротрансформатором, коробка роздавальна (КР), два прохідних мости з головною передачею і міжосьовим та колісним диференціалами, два непрохідних мости з головною передачею і колісним диференціалом.

Між собою та колісними редукторами агрегати трансмісії поєднуються карданними валами.

Визначимо агрегати та вузли трансмісії, які частіше за всього виходять з ладу при експлуатації.

Результати гарантійної експлуатації виробів БТР-4Е та машин на їх базі у 2014–2016 роках показали, що частіше за всього руйнувались деталі у дизельному двигуні ЗТД-3А виробництва ДП «Завод імені Малишева» та АКП, колісних редукторах розробки ДП «ХКБМ», а також у карданних передачах [15]. Тому для підвищення надійності роботи виробів БТР-4Е та машин на їх базі було прийняте рішення у першу чергу замінити дизельний двигун ЗТД-3А з ресурсом 500 мотогодин до капітального ремонту на дизельний двигун DEUTZ BF6M 1015CP з ресурсом 15 тисяч мотогодин до капітального ремонту та з метою отримання гарантії постачальника замінити АКП розробки ДП «ХКБМ» на АКП Allison 4500 SP.

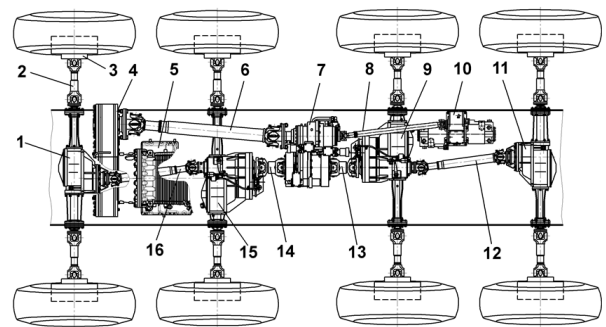


Рисунок 1 – Схема трансмісії бронетранспортера БТР-4Е з колісною формулою 8x8:

- 1 – перший міст; 2 – вал карданний приводу колісного редуктора; 3 – редуктор колісний; 4 – редуктор;
- 5 – коробка передач; 6 – вал карданний проміжний;
- 7 – коробка роздавальна; 8 – вал карданний приводу редуктора насосів водохідного рушія; 9 – третій міст;
- 10 – редуктор насосів водохідного рушія;
- 11 – четвертий міст; 12 – вал карданний приводу четвертого мосту; 13 – вал карданний приводу третього мосту; 14 – вал карданний приводу другого мосту;
- 15 – другий міст; 16 – вал карданний приводу першого мосту

Узгоджена робота АКП Allison 4500 SP із двигуном DEUTZ BF6M 1015CP дозволила забезпечити плавне без поштовхів перемикачів передач, що в свою чергу знизило ударні навантаження в трансмісії з боку роботи дизельного двигуна та знизило кількість відмов елементів трансмісії [5, 16]. Також була посилена конструкція колісних редукторів та карданних передач. Зазначені заходи дозволили зменшити у 6,3 рази кількість відмов по двигуну, АКП, колісним редукторам та карданним передачам, але при цьому маса виробу БТР-4Е збільшилась з 20,5 до 21,9 тон [17].

У період 2018–2025 років проводилось подальше вдосконалення конструкції виробу БТР-4Е в частині встановлення допоміжного енергоагрегату, автономного опалювача,

посилення зварних швів корпусу, введення пасивного захисту від БПЛА, забезпечення встановлення засобів РЕБ, введення у конструкцію коліс з системою RunFlat та інше. Це призвело до подальшого збільшення маси виробу БТР-4Е до 25 тон, внаслідок чого почастишали випадки руйнування деталей диференціалів у мостах та роздавальній коробці, особливо під час руху бронетранспортера при заблокованому їх стані.

Для усунення цієї проблеми було виконано посилення конструкції деталей диференціалів, однак це суттєво не зменшило випадки їх руйнування. Тому стояла актуальна науково-

технічна задача проведення аналізу конструкції роздавальної коробки та мостів, а також величин навантажень, які виникають при русі виробу БТР-4Е у режимі заблокованого стану диференціалів, з метою підвищення надійності їх роботи.

З метою визначення причин виходу з ладу диференціалів у трансмісії виробу БТР-4Е проведемо дослідження конструкції коробки роздавальної, прохідного і непрохідного мостів та аналіз їх роботи у режимі заблокованого стану міжколісного і міжосьового диференціалів.

Розглянемо кінематичні схеми побудови роздавальної коробки, прохідного і непрохідного мостів на рис. 2.

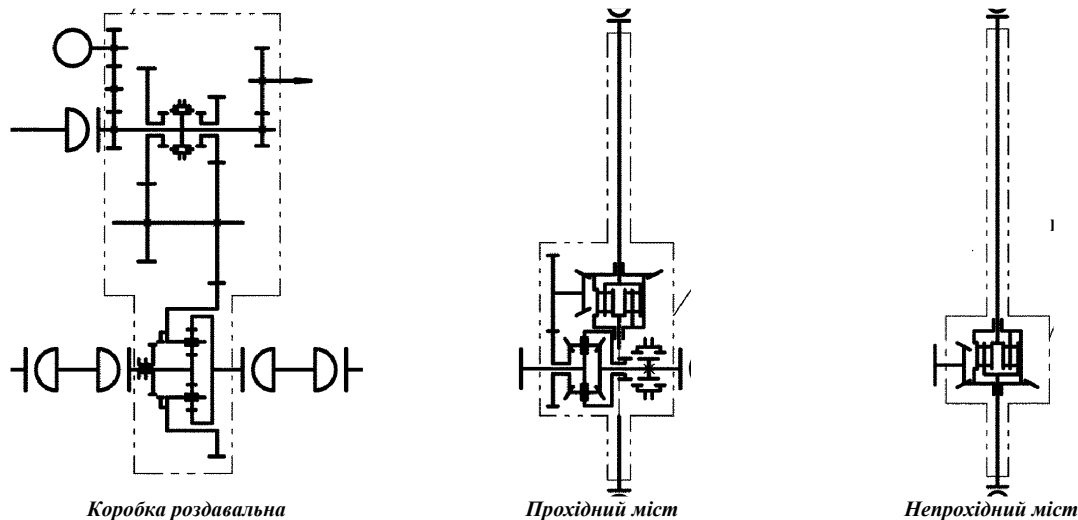


Рисунок 2 – Кінематичні схеми агрегатів та вузлів трансмісії бронетранспортера БТР-4Е

Найпростішу конструкцію має непрохідний міст. У нього разом з головною передачею встановлено міжколісний диференціал підвищеного тертя, що самоблокується. Він створений на базі дворядного кулачкового радіального диференціалу. Результати експериментального дослідження його роботи наведені у статті [10]. У них зазначається, що сила тяги непрохідного моста з міжколісним диференціалом при повному вивішуванні одного з коліс суттєво залежить від частоти обертання колеса, яке буксує, та сягає максимального значення при русі бронетранспортера зі швидкістю 11 м/с (39,6 км/год.). Подальше перевищення цієї швидкості призведе до заклинювання диференціалу й руйнування його деталей.

Прохідний міст та коробка роздавальна мають більш складні конструкції, оскільки у них у першому випадку до вузлів головної передачі та міжколісного диференціалу, а у другому випадку – до двоступеневої коробки передач доповнюється вузол міжосьового диференціалу. Він є конструкцією кінцевого симетричного диференціалу із примусовим блокуванням за допомогою кулачкової муфти [7]. Застосування спрощеної конструкції міжосьового диференціалу із примусовим блокуванням у порівнянні з міжколісним диференціалом, що самоблокується,

пов'язано з необхідністю зменшення розмірів та маси прохідного мосту і коробки роздавальної. Але при цьому у випадках невірної керування бронетранспортером: виконання руху на дорогах з твердим покриттям при заблокованих міжосьових диференціалах у прохідних мостах та коробці роздавальній у першу чергу руйнуються шестерні та підшипники міжосьових диференціалів [18].

Блокування міжосьових диференціалів використовують для підвищення прохідності машини у складних дорожніх умовах (бруд, пісок, сніг, лід) та на бездоріжжі. Воно змушує всі ведучі мости обертатися з однаковою швидкістю, незалежно від того, чи мають окремі колеса на осі зчеплення із ґрунтом. Однак у такому режимі роботи трансмісії чотирирівнісного бронетранспортера виникають надмірні навантаження у міжосьових диференціалах, які викликані циркуляцією шкідливої потужності через те, що колеса на кожній осі мають проходити різні шляхи [13].

Наприклад, при маневруванні та поворотах кожна вісь описує дугу різного радіусу. Заблокований вузол чинить опір цій різниці. Також невелика різниця в зовнішньому діаметрі коліс на різних осях, яка може бути викликана різним тиском у колесах або їх зносом, змушує колеса проковзувати, щоб компенсувати різницю шляху, а заблокований вузол чинить цьому опір.

Або різне зчеплення коліс на осях: одна вісь машини знаходиться на льоду, а інша – на бетоні. Всі ці умови підвищують величину шкідливої потужності циркуляції [12].

Проведемо аналіз навантажень, які виникають у трансмісії виробу БТР-4Е при його русі зі заблокованими міжосьовими диференціалами.

Сумарний крутний момент у трансмісії машини M_{mp} дорівнює сумі моменту опору руху $M_{опор}$ та моменту циркуляції $M_{ц}$ [9]

$$M_{mp} = M_{опор} + M_{ц} \quad (1)$$

$M_{опор}$ є корисним та призначений для подолання опору руху. $M_{ц}$ є шкідливим та виникає у випадку додання опору для встановлення різниці кінематичних швидкостей (радіусів) обертання осей, а також пари коліс на одній осі при заблокованих міжосьовому та міжколісному диференціалах. Тобто фізично виникає різниця шляхів, які має пройти кожне з восьми коліс окремо, а заблоковані диференціали змушують всі колеса проходити однаковий шлях.

$$M_{опор} = P_{опор} \cdot r_k, \quad (2)$$

де $P_{опор}$ – сила опору руху, Н; r_k – радіус колеса, м

$$P_{опор} = f_0 \cdot G + k_g \cdot F \cdot V_{max}^2, \quad (3)$$

де f_0 – сумарний коефіцієнт опору руху;

G – вага машини, Н;

k_g – коефіцієнт опору повітря, Н·с²/м⁴;

F – площа лобової проекції машини м²;

V_{max} – максимальна швидкість руху, км/год.

$M_{ц}$ у замкнутому контурі між осями при заблокованому міжосьовому диференціалі визначаємо за формулою [19]:

$$M_{ц} = \frac{C_k \cdot C_{u1} \cdot C_{u2}}{C_k \cdot (C_{u1} + C_{u2}) + C_{u1} \cdot C_{u2}} \cdot (r_{k1} - r_{k2}), \quad (4)$$

де C_k – сумарна жорсткість валів трансмісії, які утворюють кінематичний ланцюг між осями;

C_{u1} , C_{u2} – тангенціальна жорсткість шин першої та другої осей;

r_{k1} , r_{k2} – кінематичні радіуси кочення коліс на першій та другій осях.

З формули (2) моменту опору руху видно, що статичні навантаження у агрегатах та вузлах трансмісії зростають прямо пропорційно збільшенню маси машини. Тобто при збільшенні маси БТР-4Е з 20,5 т до 25 т статичне навантаження у вузлах трансмісії зросло у 1,22 рази, що вимагає такого самого посилення деталей.

Сумарне навантаження у трансмісії дорівнює:

$$N_{mp} = N_{опор} + N_{ц}, \quad (5)$$

де N_{mp} – сумарна потужність навантаження у трансмісії,

$$N_{опор} = M_{опор} \cdot \omega_k - \quad (6)$$

потужність опору руху, Вт;

$$N_{ц} = M_{ц} \cdot \Delta\omega - \quad (7)$$

потужність циркуляції, Вт,

де ω_k – кутова швидкість обертання колеса, рад/с;

$\Delta\omega$ – різниця кутових швидкостей обертання між двома осями.

На невеликих швидкостях руху бронетранспортера різниця шляхів усіх його коліс невелика. Тому вона компенсується пружною деформацією шин та $M_{ц}$ має невеликі значення, що видно з формули (4). Але при збільшенні швидкості руху бронетранспортера деформація шин не встигає поглинути різницю швидкостей обертання коліс, особливо при маневруванні та повороті величина цієї різниці значно зростає та не може бути компенсована пружною деформацією шин. У цьому випадку $M_{ц}$ зростає пропорційно збільшенню швидкості руху бронетранспортера та може досягти величини максимального моменту зчеплення

$$M_{зчеп} = G \cdot \cos \alpha \cdot \phi \cdot r_k, \quad (8)$$

де α – кут підйому дороги, град;

ϕ – коефіцієнт зчеплення з ґрунтом, його максимальна величина дорівнює 0,8 для твердого покриття дороги,

до настання умови початку буксування заблокованих коліс, коли сила тяги на колесах буде перевищувати силу тяги по зчепленню [12].

При умові $M_{ц} \approx M_{зчеп}$ навантаження на деталі міжосьових диференціалів зростає у 2-3 рази порівняно з навантаженням при розблокованих міжосьових диференціалах, коли $M_{ц} = 0$ [12].

Крім того, вся шкідлива потужність циркуляції $N_{ц}$ у трансмісії йде на нагрів деталей та оливи у мостах та коробці роздавальній трансмісії.

Кількість тепла, яке йде на нагрів деталей та оливи, розраховується за формулою:

$$Q = N_{ц} \cdot \eta \cdot t, \quad (9)$$

де Q – це кількість теплоти, Дж;

$N_{ц}$ – потужність циркуляції, Вт;

t – коефіцієнт втрат у зчепленні шестерень, який викликаний тертям зубців;

t – час руху машини, с.

З формули (9) видно, що тепло, яке йде на нагрів деталей, залежить від величини потужності циркуляції $N_{ц}$ та тертя зубців шестерень у зоні контактів.

Час до критичного перегріву деталей у вузлах трансмісії розраховується за формулою [19]:

$$t_{крит} = \frac{m \cdot C (T_{крит} - T_{роб})}{N_{ц} \cdot (1 - K_{відв})} \quad (10)$$

де $t_{крит}$ – час до критичного перегріву деталей, с;

m – маса корпусу диференціалу та оливи, кг;

C – питома теплоємність сталі/оливи Дж/кг·°C;

$T_{крит}$ – критична температура 150 °C;

$T_{роб}$ – робоча температура 80 °C;

$\kappa_{відв}$ – коефіцієнт відведення тепла через корпус у повітря.

З формули (10) виходить, що час до критичного перегріву деталей суттєво скорочується при значному збільшенні $N_{ц}$, коли інтенсивність відведення тепла від деталей міжосьових диференціалів через корпус прохідного мосту або коробки роздавальної нижча за темп зростання $N_{ц}$. У цьому випадку спочатку перегрівається олива у зоні контактів зубців, потім виникає локальний перегрів зубців (він вищий за температуру всього корпусу) та далі настає їх термічне руйнування.

Також слід зазначити, що при наїзді бронетранспортера на будь-яку нерівність виникають динамічні удари в трансмісії, які викликані різкими коливаннями реакції дороги. Ці динамічні удари мають як енергетичне джерело кінетичну енергію, тому вони зростають пропорційно квадрату швидкості та їх величина суттєво збільшується на чотиривісних машинах на швидкостях понад 30 км/год. при заблокованих міжосьових диференціалах [20]. Таке саме значення критичної швидкості руху чотиривісної машини у режимі заблокованих міжосьових диференціалів визначено при досягненні граничної величини шкідливої $N_{ц}$ [19].

Окрім фізичних процесів виникнення навантажень у вузлах трансмісії, розглянемо властивості конструкції класичної конічної шестеренної передачі, на основі якої побудовано міжосьовий диференціал. Вона погано працює на високих швидкостях обертання шестерень через особливості своєї конструкції, які призводять до значних механічних і теплових навантажень при збільшенні обертів. У конічних шестернях, на відміну від циліндричних шестерень, відбувається значне ковзання між зубцями. При високих швидкостях це тертя різко збільшується, викликаючи сильний перегрів, швидкий знос та руйнування масляної плівки. Крім того, конічні шестерні створюють великі осьові та радіальні зусилля, які на високих обертах критично навантажують підшипники та призводять до їх швидкого зносу [8].

Тому для забезпечення надійної роботи міжосьових диференціалів конічного типу із примусовим блокуванням у прохідних мостах та коробці роздавальній необхідне застосування системи, яка їх автоматично розблокує після примусового блокування при досягненні критичної швидкості руху. Оскільки блокування міжосьових диференціалів виконується за допомогою пневматичного приводу, то під час перевищення критичного значення 30 км/год. швидкості руху бронетранспортера електронний блок керування повинен вимикати електропневмоклапани блокування. Вмикання електропневмоклапанів блокування повинно виконуватись при зниженні швидкості руху

бронетранспортера менше за 6 км/год. Це забезпечить надійне вмикання блокування міжосьових диференціалів та виключить випадки неповного включення блокування, а також циклічність вмикання-вимикання електропневмоклапанів блокування та виконавчих механізмів.

Випробування руху виробу БТР-4Е при заблокованих міжосьових диференціалах із системою їх автоматичного розблокування продемонстрували надійність роботи цієї системи та підтвердили надійну роботу міжосьових і міжколісних диференціалів під час примусового блокування міжосьових диференціалів [21].

Для підвищення швидкості руху виробу БТР-4Е у режимі заблокованих міжосьових диференціалів необхідно змінювати їх конструкцію. Наприклад, одним із найкращих для швидкісного руху є черв'ячний диференціал Torsen [22]. Це суто механічний диференціал, який миттєво реагує на різницю в моменті між осями. Він забезпечує високу стабільність на великій швидкості та плавно розподіляє тягу, але має більш складну конструкцію порівняно з диференціалами конічного типу.

Також можна розглянути варіант застосування активного диференціалу з електронним керуванням. Він використовує фрикційні муфти, стисканням яких керує електронна система в залежності від швидкості, кута повороту керма та зчеплення з дорогою. Активний диференціал дозволяє динамічно зміцнювати розподіл тяги від 0 до 100%, забезпечуючи максимальну стійкість на високих швидкостях та у поворотах [23]. Його застосовують на сучасних бронетранспортерах Patria та Voxeg.

Висновки. На основі проведеного аналізу конструкції коробки роздавальної, прохідного і непрохідного мостів та режиму їх роботи при заблокованих міжосьових і міжколісних диференціалах, а також виникаючих навантажень у трансмісії виробу БТР-4Е можна зробити наступні висновки:

1. Статичні навантаження у агрегатах та вузлах трансмісії зростають прямо пропорційно збільшенню маси машини.

2. Під час руху бронетранспортера при заблокованих міжосьових та міжколісних диференціалах з'являється шкідливий момент циркуляції, потужність якого йде на додаткове навантаження деталей диференціалів, а також нагрів їх та оливи. Це приводить до руйнування шестерень міжосьових диференціалів конічного типу унаслідок руйнівного механічного та термічного впливів.

3. Для підвищення надійності роботи міжосьових диференціалів конічного типу з примусовим блокуванням у заблокованому стані необхідно застосовувати систему автоматичного їх розблокування при перевищенні швидкості руху бронетранспортера значення 30 км/год.

4. Для підвищення швидкості руху виробу БТР-4Е у режимі заблокованих міжосьових диференціалів необхідно розробити їх нову

конструкцію на основі черв'ячного диференціалу Torsen або активного диференціалу з керованими фрикційними муфтами.

Список літератури

- Новіцький А.В., Ружило З.В., Банний О.О. та інш. *Надійність машин та обладнання. Частина 1. Оцінка та забезпечення надійності машин та обладнання.* – К.: НУБіПУ, 2023. 209 с.
- Бондаренко О.В., О.В. Устиненко, Р.В. Протасов, І.С. Ключков, Андрієнко С.В. Узагальнена декомпозиція трансмісій військових колісних машин для визначення ймовірності безвідмовної роботи. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Машинознавство та САПР».* 2025. №1. С 11–18. doi: 10.20998/2079-0775.2025.1.02.
- Волощевіч Д.О., Воронцов С.М., Морміло Я.М., Яремченко А.С. Підвищення прохідності колісних машин та вирівнювання ресурсу агрегатів трансмісії шляхом введення статичного дисбалансу розподілу ваги між мостами. *Механіка та машинобудування.* 2015. №1. С. 24–34.
- Потапов Н.Н. Полянський А.С., Молодан А.А. Математическая модель скручивания вала трансмиссии полноприводных тягово-транспортных средств при движении с заблокированным приводом. *Инженерия природокористування.* 2019. № 4 (14). С. 6-11.
- Грищенко В.М. Особливості спектру частот крутильних коливань трансмісій машин. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Динаміка і міцність машин».* 2018. №38 (1314). С 8–13. DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-9130.2018.38.152475>.
- Keller A.V., Gorelov V.A., Anchukov V.V. Modeling truck driveline dynamic loads at differential locking unit engagement. *Procedia Engineering* 129 (2015), 280 – 287.
- Кубіч В.І. *Трансмісія колісних автомобілів і гусеничних машин: навч. посіб.* Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2022. 408 с.
- Шкарівський Г.В. *Трансмісії мобільних машин: навч. посіб.* К.: ФОП Ямчинський О.В., 2021. 438 с.
- Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин* : монографія / под общ.ред. А.Н. Туренко. Харьков : ХГАДТУ (ХАДИ), 2001. 642 с.
- Морміло Я.М. Экспериментальное определение заблокировочного момента двухрядного кулачкового межколесного дифференциала при полном вывешивании одного из колес. *Механіка та машинобудування.* 2019. № 1. С. 90–96.
- Комов А.Б., П.Б. Комов, И.В. Грицюк, Комов Е.А. Особенности экспериментальных исследований динамических процессов эксплуатационного нагружения элементов трансмиссии транспортного средства. *Збірник наукових праць Донецького інституту залізничного транспорту Української державної академії залізничного транспорту.* Донецьк: ДонІЗТ, 2010. Випуск №23. С. 93–108.
- Потапов М.М., В.М. Третьяк, В.М. Болдовський, Шевелєв Р.С. Зменшення опору руху повнопривідних тягово-транспортних засобів, мінімізацію паразитної потужності в трансмісії. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (технічні науки),* 2007. Вип. 59. Том 2. С. 243–248.
- Біліченко В.В., Добровольський О.Л., Огневий В.О [та інш.] *Автомобілі. Теорія експлуатаційних властивостей : навч. посіб.* Вінниця : ВНТУ, 2017. 163 с.
- Каторгин А.Н., С.Е. Воронин, А.А. Павлюченко, С.Е. Токар, Сергиенко А.А. БТР-4Е – первый украинский бронетранспортер. *Механіка та машинобудування.* 2012. № 2. С. 99–104.
- Слюсаренко Ю.А., Шигин Я.В. Анализ результатов гарантийной эксплуатации бронетранспортеров БТР-4Е и машин на его базе в 2014-2016 годах. *Механіка та машинобудування.* 2017. № 1. С. 139–144.
- Стримовский С.В. Анализ динамических характеристик транспортной колесной машины специального назначения с автоматизированной гидромеханической трансмиссией и их влияние на ресурс работы гидромеханической коробки передач. *Механіка та машинобудування.* 2014. №1. С 116–122.
- Борисюк М.Д., Рассказов И.И. *Бронетанковая техника Украины и ее создатели.* ООО "ПАБЛИШ ПРО", 2019. 256 с.
- Методичний посібник з дисципліни: «Бронетанкова техніка та водіння».* Центр підготовки офіцерів запасу. Тернопільський державний економічний університет. Тернопіль, 2006. 239 с.
- Динаміка колеса автомобіля: Монографія / за ред. М.А. Подригало, О.С. Полянського. Х. : ХНАДУ, 2019. 199 с.
- Линник І.І., Комов О.Б., Комов П.Б., Грицюк І.В., Бабанін А.А. До питання дослідження динамічного навантаження деталей трансмісії транспортного засобу в умовах експлуатації. *Збірник наукових праць Донецького інституту залізничного транспорту Української державної академії залізничного транспорту.* Донецьк: ДонІЗТ, 2010. Випуск № 21. С. 141–160.
- Акт №279 від 24.11.2023 щодо результатів випробувань системи автоматичного керування блокуваннями диференціалів II-го, III-го мостів та роздавальної коробки і вимкання стоянкового гальма.* – Харків.: ДП «ХКБМ», 2023. 4с.
- Design and analysis of Torsen differential / Md Yahya, Syed Imaduddin, Muhammed Minhajuddin Maviya, Mohammed Mujtabuddin, Shaik Moulal // *International Journal of Scientific Development and Research (IJS DR)* www.ijedr.org, July 2018 IJS DR | Volume 3, Issue 7. ISSN: 2455-2631.
- Recent Developments in Automotive Differential Design. In book: *Power Transmissions.* / A. Mihailidis, I. Nerantzis // *Proceedings of the 4th International Conference, held at Sinaia, Romania, June 20– 23, 2012.* – Volume 13 of the series *Mechanisms and Machine Science.* P. 125–140. DOI 10.1007/978-94-007-6558-0_8.

References (transliterated)

- Nadijnist mashin ta obladnannya. Chastina 1. Ocinka ta zabezpechennya nadijnosti mashin ta obladnannya* / [Novickij A.V., Ruzhilo Z.V., Ban-nij O.O. ta insh.]. K.: NUBiPU, 2023. – 209 p.
- Bondarenko O.V., O.V. Ustinenko, R.V. Protasov, I.Ye. Klochkov, Andriyenko S.V. (2025). Uzagalnena dekompoziciya transmissij vijskovih kolisnih mashin dlya viznachennya jmovirnosti bezvidmovnoyi roboti. *Visnik NTU «KhPI». Seriya: «Mashinoznavstvo ta SAPR»*, no. 1, pp. 11–18. doi: 10.20998/2079-0775.2025.1.02.

3. Voloncevich D.O., S.M. Voroncov, Ya.M. Mormilo, Yaremchenko A.S. (2015). Pidvishennya prohidnosti kolisnih mashin ta virivnyuvannya resursu agregativ transmissiyi shlyahom vvedennya statichnogo disbalansu rozpodilu vagi mizh mostami *Mehanika ta mashinobuduvannya*, no. 1, pp. 24–34.
4. Potapov N.N., Polyanskij A.S., Molodan A.A. (2019). Matematicheskaya model skruchivaniya vala transmissii polnoprivodnyh tyagovo-transportnyh sredstv pri dvizhenii s blokirovannym privodom. *Inzheneriya prirodokoristuvannya*, no. 4 (14), pp. 6–11.
5. Grishenko V.M. (2018). Osoblivosti spektru chastot krutilnih kolivan transmissij mashin. *Visnik NTU «KhPI». Seriya: «Dinamika i micnist mashin»*, no. 38 (1314), pp. 8–13. DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-9130.2018.38.152475>.
6. Keller A.V., Gorelov V.A., Anchukov V.V. (2015). Modeling truck driveline dynamic loads at differential locking unit engagement. *Procedia Engineering*, no. 129, pp. 280–287.
7. Kubich V.I. (2022). *Transmissiya kolisnih avtomobiliv i gusenichnih mashin: navch. posib.* Zaporizhzhya: NU «Zaporizka politehnika», 408 p.
8. Shkarivskij G.V. *Transmissiyi mobilnih mashin: navch. posib.* – K.: FOP Yamchinskij O.V., 2021. 438 s.
9. *Dinamika transportno-tyagovyh kolesnyh i gusenichnyh mashin : monografiya / pod obsh.red. A.N. Turenko.* Harkov : HGADTU (HADI), 2001. 642 s.
10. Mormilo Ya.M. (2019). Eksperimentalnoe opredelenie blokirovochnogo momenta dvuhryadnogo kulachkovogo mezhkolesnogo differenciala pri polnom vyveshivani odnogo iz koles. *Mehanika ta mashinobuduvannya*, no. 1, pp. 90–96.
11. Komov A.B., P.B. Komov, I.V. Gricyuk, Komov E.A. (2010). Osobennosti eksperimentalnyh issledovanij dinamicheskikh processov ekspluatacionnogo nagruzheniya elementov transmissii transportnogo sredstva. *Zbirnik naukovih prac Doneckogo institutu zaliznichnogo transportu Ukrayinskoyi derzhavnoyi akademiyi zaliznichnogo transportu.* Doneck: DonIZT, no. 23, pp. 93–108.
12. Potapov M.M., V.M. Tretyak, V.M. Boldovskij, Shevlyev R.S. (2007). Zmenshennya oporu ruhu povnoprivodnyh tyagovo-transportnyh zasobiv, minimizacijeyu parazitnoyi potuzhnosti v transmissiyi. *Visnik Harkivskogo nacionalnogo tehnicnogo universitetu silskogo gospo-darstva imeni Petra Vasilenka (tehnicni nauki)*, Vip. 59. Tom 2, pp. 243–248.
13. *Avtomobili. Teoriya ekspluatacijnih vlastivostej : navch. posib.* / [Bilichenko V.V., Dobrovolskij O.L., Ognevij V.O, ta insh.] — Vinnicya : VNTU, 2017. 163 p.
14. Katorgin A.N., S.E. Voronin, A.A. Pavlyuchenko, S.E. Tokar, Sergienko A.A. (2012). BTR-4E – pervyj ukrainskij bronetransporter. *Mehanika ta mashinobuduvannya*, no. 2, pp. 99–104.
15. Slyusarenko Yu.A., Shigin Ya.V. (2017). Analiz rezultatov garantijnoj ekspluatatsii bronetransporterov BTR-4E i mashin na ego baze v 2014–2016 godah. *Mehanika ta mashinobuduvannya*, no. 1, pp. 139–144.
16. Strimovskij S.V. (2014). Analiz dinamicheskikh harakteristik transportnoj kolesnoj mashiny specialnogo naznacheniya s avtomatizirovannoj gidromehanicheckoj transmissiej i ih vliyanie na resurs raboty gidromehanicheckoj korobki peredach. *Mehanika ta mashinobuduvannya*, no. 1, pp. 116–122.
17. Borisyuk M.D., Rasskazov I.I. Bronetankovaya tehnik Ukrainy i ee sozdateli, OOO "PABLISH PRO", 2019. 256 p.
18. *Metodichnij posibnik z disciplini: «Bronetankova tehnik ta vodinnya».* Centr pidgotovki oficeriv zapasu. Ternopilskij derzhavnij eko-nomichnij universitet. – Ternopil, 2006. – 239 p.
19. *Dinamika kolesa avtomobilya: Monografiya / za red. M.A. Podrigalo, O.S. Polyanskogo.* H. : HNADU, 2019. – 199 s.
20. Linnik I.I., Komov O.B., Komov P.B., Gricuk I.V., Babanin A.A. (2010). Do pitannya doslidzhennya dinamichnogo navantazhennya detalej transmissiyi transportnogo zasobu v umovah ekspluatatsiyi. *Zbirnik naukovih prac Doneckogo institutu zaliznichnogo transportu Ukrayinskoyi derzhavnoyi akademiyi zaliznichnogo transportu.* Doneck: DonIZT, no. 21, pp. 141–160.
21. *Akt №279 vid 24.11.2023 shodo rezultativ viprobuvan sistemi avtomatichnogo keruvannya blokirovkami diferencijaliv II-go, III-go mostiv ta rozdavalnoyi korobki i vimikannya stoyankovogo galma.* Kharkiv.: DP «HKBM», 2023. 4 p
22. Md Yahya, Syed Imaduddin, Muhammed Minhajuddin Maviya, Mohammed Mujtabaiddin, Shaik Moulal (2018). Design and analysis of Torsen differential. *International Journal of Scientific Development and Research (IJS DR)* www.ijdsdr.org. IJS DR, Volume 3, Issue 7. ISSN: 2455-2631.
23. Mihailidis A., Nerantzis I. (2012). Recent Developments in Automotive Differential Design. In book: Power Transmissions. *Proceedings of the 4th International Conference, held at Sinaia, Romania, June 20– 23, Volume 13 of the series Mechanisms and Machine Science*, pp.125–140. DOI 10.1007/978-94-007-6558-0_8.

Надійшла (received) 22.04.2026

Стаття прийнята до друку 20.05.2026

Опублікована 29.05.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Стрiмoвський Сергiй Вікторoвич / Strimovskiy Sergii – кандидат технічних наук, начальник організаційно-аналітичного сектору, Державне підприємство «Харківське конструкторське бюро з машинобудування імені О.О. Морозова»; м. Харків, Україна; e-mail: serhii.strimovskiy@morozov.com.ua
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8560-414X>