

Міністерство освіти і науки України
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ
УНІВЕРСИТЕТ

ПОДРИГАЛО НАДІЯ МИХАЙЛІВНА

УДК 629.3.01

**КОНЦЕПЦІЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ
І КОНТРОЛЮ ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СТАБІЛЬНОСТІ
МОТОРНО-ТРАНСМІСІЙНИХ УСТАНОВОК
ТРАНСПОРТНО-ТЯГОВИХ ЗАСОБІВ**

Спеціальність 05.22.20 – експлуатація
та ремонт засобів транспорту

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків – 2016

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті Міністерства освіти і науки України.

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор
Полянський Олександр Сергійович,
Харківський національний автомобільно-
дорожній університет, м. Харків,
професор кафедри технології
машинобудування і ремонту машин

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Тартаковський Едуард Давидович,
Український державний університет
залізничного транспорту, м. Харків,
завідувач кафедри експлуатації та ремонту
рухомого складу

доктор технічних наук, професор
Дущенко Владислав Васильович,
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»,
м. Харків, професор кафедри інформаційних
технологій і систем колісних та гусеничних
машин імені О.О. Морозова

доктор технічних наук, професор
Крайник Любомир Васильович,
Національний університет
«Львівська політехніка», м. Львів,
завідувач кафедри автомобілебудування

Захист відбудеться «19» жовтня 2016 року о 12⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д64.059.02 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: 61002, м. Харків, вул. Петровського, 25.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету за адресою: 61002, м. Харків, вул. Петровського, 25.

Автореферат розісланий «16» вересня 2016 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



В.М. Павленко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Однією з основних вимог, що пред'являються до моторно-трансмісійних установок транспортно-тягових машин, є забезпечення високого коефіцієнта корисної дії (ККД) і стабільності значень вихідних показників у процесі експлуатації. У структурі ККД моторно-трансмісійної установки центральне місце займає ККД трансмісії. Методи його визначення, що існують, враховують тільки дисипативні втрати енергії двигуна, дослідженню впливу пружних та інерційних ланок на ці втрати у відомій літературі приділено недостатньо уваги. Система оцінки на стадії проектування непродуктивних втрат енергії двигуна трансмісією транспортно-тягових машин (автомобілів, тракторів) вимагає вдосконалення. Неповні відомості про процеси, що протікають у трансмісії, не дозволяють експлуатаційникам одержувати достовірну інформацію про технічний стан об'єкта спостережень при проведенні діагностичних операцій та оцінці його функціональної стабільності. Отже, розробка методів і засобів забезпечення високих і стабільних показників ККД трансмісій є актуальною науковою проблемою, рішення якої забезпечить енергетичну ефективність використання транспортно-тягових машин.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана відповідно до Закону України «Про пріоритетні напрями розвитку науки та техніки» №2623-14 від 05.12.2012 р.; постанови Кабінету Міністрів України «Про затвердження переліку пріоритетних технічних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок на період до 2015 р.» №942 від 07.09.2011 р.

Дослідження виконувалися відповідно до плану науково-дослідних робіт (НИР) ХНАДУ: «Аналіз, розробка і оптимізація конструктивних та технологічних методів підвищення ресурсу автотранспортних систем при виробництві та ремонті» на 2012–2013 роки, «Геометричне моделювання конструкцій і процесів техносфери за допомогою засобів комп'ютерної графіки» на 2004–2006 роки. «Геометричне моделювання об'єктів, процесів та явищ техносфери за допомогою засобів комп'ютерної графіки» на 2010–2011 та 2015–2016 роки.

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є поліпшення динамічних властивостей, підвищення паливної економічності та функціональної стабільності транспортно-тягових машин шляхом зниження непродуктивних втрат енергії в їх моторно-трансмісійних установках.

Для досягнення зазначеної мети необхідно вирішити наступні завдання:

- удосконалити методологію оцінки ККД транспортно-тягових машин;
- провести моделювання нерівномірності роботи моторно-трансмісійної установки в сталому режимі;
- здійснити оцінку функціональної стабільності моторно-трансмісійної установки;

- здійснити експериментальну перевірку методів оцінки вихідних характеристик моторно-трансмісійних установок транспортно-тягових машин;
- виконати динамічне і математичне моделювання роботи моторно-трансмісійної установки транспортно-тягової машини.

Об’єкт досліджень. Динамічні процеси в моторно-трансмісійних установках транспортно-тягових машин.

Предмет досліджень. Шляхи зниження непродуктивних втрат енергії і підвищення показників функціональної стабільності моторно-трансмісійних установок транспортно-тягових машин.

Методи досліджень. У теоретичній частині дослідження застосовувалися методи динамічного і математичного моделювання машинних агрегатів з двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ), методи теорії подібності, рішення звичайних диференціальних рівнянь, теорії коливань та теорії тертя і зносу. В експериментальній частині роботи використовувалися методи парціальних прискорень, натурних випробувань і електричних вимірювань механічних величин.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в узагальненні та розвитку існуючих теорій оцінки непродуктивних втрат енергії моторно-трансмісійних установок транспортно-тягових машин при проектуванні та в процесі експлуатації. При цьому вперше:

- уведено поняття пружного коефіцієнта корисної дії та установлений його взаємозв’язок з конструктивними параметрами трансмісії та показниками нерівномірності дії крутного моменту;
- знайдено взаємозв’язок загального ККД трансмісії та коефіцієнтів корисної дії, що враховують дисипативні, динамічні та пружні втрати енергії;
- розроблено метод оцінки втрат енергії в пружно-дисипативному демпфері муфт зчеплення моторно-трансмісійних установок;
- розроблено методи оцінки функціональної стабільності показників потужності двигуна та ККД трансмісії на конвеєрі заводу-виробника та в експлуатаційних умовах з використанням методу парціальних прискорень;

Удосконалено метод визначення раціонального розподілу передаточних чисел між зубчастими парами трансмісії шляхом використання критерію рівної довговічності зубців.

Набули подальшого розвитку:

- теорія визначення коефіцієнта корисної дії моторно-трансмісійної установки із ДВЗ;
- методи експериментального визначення ККД транспортно-тягових машин;
- методи проектування трансмісії з використанням раціонального розподілу передаточних чисел між зубчастими парами;
- методи оцінки втрат енергії в трансмісії при вибігу шляхом використання методу парціальних прискорень.

Практичне значення отриманих результатів полягає в розробці комплексу методичних вказівок по підвищенню ККД трансмісії транспортно-тягових машин на етапі проектування та методик проведення тягових випробувань із розгоном і вибігом на стенді та у дорожніх умовах:

- методика визначення параметрів моторно-трансмісійної установки транспортно-тягових машин при випуску з конвеєра заводу прийнята до використання ВАТ «Укравтобуспром», ПАТ «Автокраз» і ПАТ «Харківський тракторний завод»;

- метод оцінки технічного стану двигуна та трансмісії в умовах експлуатації прийнятий до використання наступними експлуатуючими та науково-дослідними організаціями: ПАТ «Азовобщемаш», Шебелінське відділення технологічного транспорту і спецтехніки бурового управління «Укрбургаз» та Харківська філія державної наукової установи «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технології для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого»;

- методика проведення тягових випробувань колісних тракторів використовується Харківською філією державної наукової установи «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технології для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого» і Національним науковим центром «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»;

- реалізація методики вибору раціонального розподілу передаточних чисел по ступенях трансформації крутного моменту дозволяє зменшити сумарну масу зубчастих коліс та приведений момент інерції трансмісії і, тим самим, підвищити техніко-економічні показники транспортно-тягових машин. Запропоновані рекомендації прийняті до використання ПАТ «Українська Автомобільна Корпорація» та ПАТ «Харківський тракторний завод».

Особистий внесок здобувача. Результати досліджень, що винесені на захист, отримані автором самостійно та в основному викладені в роботах, які опубліковані без співавторів [3–16, 28, 29, 31, 33, 36, 37]. У спільних з іншими авторами роботах дисертантом виконано наступне: у роботі [1] написаний підрозділ 1.6; у роботі [2] написаний підрозділ 2.1 і розділи 3 та 4; у роботі [17] запропонована динамічна модель моторно-трансмісійної установки; у роботах [18, 23] досліджено вплив інерційності обертових мас трансмісії та двигуна на ККД автомобіля при розгоні; у роботах [19, 24, 26, 27, 32] проведено теоретичне обґрунтування методу діагностування моторно-трансмісійної установки, отримана математична модель і запропоновані схеми проведення вимірювань; у роботах [20, 21] запропоновані фізична та математична моделі описаних процесів; у роботі [22] визначено поняття корисної роботи та дане теоретичне обґрунтування ККД автомобіля та його компонентів; у роботі [25] проведено теоретичне обґрунтування методу експериментального визначення тягових показників трактора по динаміці його розгону; У роботі [30] розроблена програма-методика експериментальних досліджень та проведено обробку їхніх результатів. У роботі [34] визначено вплив нерівномірності

крутного моменту на ефективну потужність двигуна. У роботі [35] розроблені динамічна та математична моделі пружних втрат у трансмісії.

Апробація результатів дисертації. Основні результати теоретичних та експериментальних досліджень дисертаційної роботи були повідомлені на наступних міжнародних науково-технічних конференціях: III Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми підвищення рівня безпеки, комфорту та культури дорожнього руху» (Харків, ХНАДУ, 2013); VI, VIII Міжнародних науково-практичних конференціях «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» (Вінниця, ВНТУ, 2013, 2015); Міжнародній науково-практичній конференції «Технічний прогрес в АПК» (Харків, ХНТУСГ, 2012); XVI-й Международной научно-технической конференции «Автомобильный транспорт: проблемы и перспективы». (Севастополь, СевНТУ, 2013). Крім того, результати дисертаційних досліджень були повідомлені на наступних міжвузівських наукових конференціях і семінарах: науково-практичному семінарі «Актуальні проблеми технічного забезпечення внутрішніх військ МВС України» (Харків, АВВ МВС України, 2012); науково-практичному семінарі «Актуальні питання розвитку, удосконалення та експлуатації озброєння та військової техніки у внутрішніх військах МВС України» (Харків, АВВ МВС України, 2013); V науково-практичній конференції «Наукове забезпечення службово-бойової діяльності внутрішніх військ МВС України» (Харків, АВВ МВС України, 2013); восьмий-одинадцятій наукових конференціях Харківського університету Повітряних сил імені Івана Кожедуба. «Новітні технології – для захисту повітряного простору» (Харків, ХУПС, 2012–2015).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані в 37-ми наукових працях, у тому числі: 2 монографії; 23 статті в фахових виданнях, з яких 19, що входять до переліку МОН України, та 4 закордонних; 12 публікацій у виданнях, що входять до міжнародних наукометричних баз; 7 публікацій тез у збірниках доповідей на міжвузівських наукових конференціях і семінарах та 3 публікації тез доповідей на міжнародних наукових конференціях; 2 патенти України.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається із вступу, шести розділів, висновків, переліку використаних джерел і чотирьох додатків. Повний обсяг дисертації становить 409 сторінок, з них: 90 рисунків за текстом, 19 таблиць за текстом, 4 додатки на 89 сторінках. Перелік використаних джерел містить 199 найменувань на 21 сторінці.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** наведена загальна характеристика роботи, у якій обґрунтована актуальність теми; сформульовані мета, завдання та предмет дослідження; описані методи дослідження, що використовувалися, та зазначено зв'язок роботи з науковими програмами, планами та темами; визначені наукова

новизна та практичне значення отриманих результатів; надано інформацію про апробацію та публікацію результатів дисертаційних досліджень.

У першому розділі проведений аналіз літературних джерел по проблемі, розв'язуваної в дисертаційній роботі. Визначено необхідність врахування при проектуванні моторно-трансмісійних установок (МТУ) транспортно-тягових машин (ТТМ) показників функціональної стабільності в процесі експлуатації. Розглянуто відомі підходи до визначення ККД МТУ ТТМ і визначені фактори, що впливають на стабільність цього показника. Показано вплив динамічних процесів, які відбуваються в МТУ ТТМ.

Однак виникає сумнів щодо розгляду деякими авторами трансмісії як системи із зосередженими параметрами при визначенні ККД. Вимагає уточнення взаємозв'язок між різними відомими параметрами, що характеризують динамічні властивості та техніко-економічні показники трансмісії ТТМ. Оскільки зміна ККД трансмісії є характеристикою технічного стану транспортно-тягових засобів, необхідна розробка методів оцінки функціональної стабільності ККД трансмісії в процесі експлуатації. Вимагають удосконалення методи випробувань двигунів для визначення їхніх механічних втрат при вибігу. Крім того, при випробуваннях необхідно моделювати не тільки навантажувальний момент на колінчастому валу ДВЗ, але також приведений до нього момент інерції та жорсткість трансмісії з врахуванням маси машини, що рухається поступально.

У другому розділі проведене теоретичне дослідження ККД транспортно-тягових машин. На підставі рівняння балансу потужностей отримана залежність для визначення ККД трансмісії ТТМ, як системи з розподіленими параметрами:

$$\eta''_{\text{тр}} = \frac{N_{\text{к}}}{N_{\text{е}}} = 1 - \frac{N_{\text{ст}}}{N_{\text{е}}} - \frac{N_{\text{вт}}}{N_{\text{е}}} - \frac{N_{\text{об}}}{N_{\text{е}}} = 1 - (\psi_{\text{тр}}^{\text{ст}} + \psi_{\text{тр}}^{\text{кін}} + \psi_{\text{тр}}^{\text{дин}}) = \eta_{\text{тр}}^{\text{ст}} + \eta_{\text{тр}}^{\text{кін}} + \eta_{\text{тр}}^{\text{дин}} - 2, \quad (1)$$

де $N_{\text{е}}$ – ефективна потужність двигуна; $N_{\text{ст}}$ – витрати потужності двигуна на подолання сухого тертя; $N_{\text{вт}}$ – витрати потужності двигуна на подолання в'язкого тертя; $N_{\text{об}}$ – витрати потужності двигуна на розгін обертових мас трансмісії; $N_{\text{к}}$ – потужність на ведучих колесах транспортно-тягової машини; $\psi_{\text{тр}}^{\text{ст}}$ – коефіцієнт втрат потужності на сухе тертя в трансмісії, $\psi_{\text{тр}}^{\text{ст}} = 1 - \eta_{\text{тр}}^{\text{ст}}$; $\psi_{\text{тр}}^{\text{кін}}$ – коефіцієнт втрат потужності на в'язке тертя в трансмісії, $\psi_{\text{тр}}^{\text{кін}} = 1 - \eta_{\text{тр}}^{\text{кін}}$; $\psi_{\text{тр}}^{\text{дин}}$ – коефіцієнт втрат потужності на розгін обертових мас, $\psi_{\text{тр}}^{\text{дин}} = 1 - \eta_{\text{тр}}^{\text{дин}}$; $\eta_{\text{тр}}^{\text{ст}}$ – умовно прийнята статична складова ККД трансмісії, що враховує втрати потужності на сухе тертя (які не залежать від кутової швидкості обертових мас); $\eta_{\text{тр}}^{\text{кін}}$ – умовно прийнята кінематична складова ККД трансмісії, що враховує втрати потужності на збовтування мастила в агрегатах трансмісії (що залежить від кутової швидкості обертових мас); $\eta_{\text{тр}}^{\text{дин}}$ – умовно прийнята

динамічна складова ККД трансмісії, що враховує втрати потужності на розгін і гальмування обертових мас трансмісії (що залежить від кутового прискорення обертових мас).

З рівняння (1) видно, що сума втрат потужності в трансмісії не може перевищувати 1 (у іншому випадку потужність корисно не використовується і рух машини неможливий), отже, сума компонентів загального ККД трансмісії не може бути менш, ніж 2.

При розрахунку загального ККД трансмісії як системи із зосередженими параметрами ($\eta'_{\text{тр}}$) з'являється похибка, що може бути визначена за допомогою наступної залежності:

$$\Delta\eta_{\text{тр}} = \eta'_{\text{тр}} - \eta''_{\text{тр}} = \psi_{\text{ст}}\psi_{\text{кін}}\psi_{\text{дин}}\left(\frac{1}{\psi_{\text{дин}}} + \frac{1}{\psi_{\text{кін}}} + \frac{1}{\psi_{\text{ст}}} - 1\right). \quad (2)$$

Зараз оцінка впливу обертових мас трансмісії на динаміку розгону автомобіля здійснюється за допомогою відомого коефіцієнта врахування обертових мас трансмісії та двигуна ($\delta_{\text{об}}$). Зазначений коефіцієнт показує у скільки разів прискорення реального автомобіля менше прискорення ідеального, у якого приведений момент інерції обертових мас двигуна та трансмісії дорівнює нулю. Але цей коефіцієнт не враховує втрати крутного моменту на розгін обертових мас двигуна та трансмісії. Отже, крутний момент (тягова сила) на ведучих колесах автомобіля вище, ніж є в дійсності. Це приводить до помилкового визначення початку буксування коліс, що у дійсності повинне наступати пізніше. Зазначена похибка, насамперед, позначиться при визначенні динамічних показників автомобіля, що розраховують за умовою зчеплення ведучих коліс із дорогою.

З використанням рівняння для визначення сумарної тягової сили на ведучих колесах автомобіля $P_{\text{к}}$, що наведена в дослідженнях Е.А. Чудакова, отримана залежність для оцінки динамічного ККД трансмісії, що визначає втрати на розгін обертових мас двигуна та трансмісії ТТМ

$$\eta_{\text{тр}}^{\text{дин}} = 1 - \frac{dv_{\text{а}}/dt}{M_e r_{\text{д}}} \left(I_e u_{\text{к}} u_0 + \frac{\sum I_{\text{к}}}{u_{\text{к}} u_0 \eta_{\text{тр}}^{\text{ст}} \eta_{\text{тр}}^{\text{кін}}} \right), \quad (3)$$

де $v_{\text{а}}$ – лінійна швидкість автомобіля; M_e – ефективний крутний момент двигуна; I_e – момент інерції обертових мас двигуна (умовно прийнято, що до нього приведені всі обертові маси трансмісії, які розташовані до коробки передач включно); $\sum I_{\text{к}}$ – сумарний момент інерції всіх коліс (ведучих та ведених); умовно прийнято, що до них приведені всі обертові маси трансмісії від коробки передач до ведучих коліс; $r_{\text{д}}$ – динамічний радіус ведучих коліс; $u_{\text{к}}$ – передаточне число коробки передач; u_0 – передаточне число головної передачі.

Як видно з рівняння, при відсутності прискорення автомобіля $\eta_{\text{тр}}^{\text{дин}} = 1$, тобто втрати, пов'язані з розгоном обертових мас двигуна та трансмісії будуть дорівнюють нулю. З використанням рівняння тягової динаміки та залежності для визначення коефіцієнта врахування обертових мас трансмісії та двигуна $\delta_{\text{об}}$, що наведений у роботах Е.А. Чудакова, а також рівняння для визначення коефіцієнта динамічності $K_{\text{д}}$, запропонованого в роботах В.Л. Файста та ін., було отримано єдине їхнє вираження

$$\eta_{\text{тр}}^{\text{дин}} = \frac{1}{\delta_{\text{об}} \left(1 - \frac{1}{K_{\text{д}}} \right) + \frac{1}{K_{\text{д}}}} = \frac{1}{\delta_{\text{об}} - \frac{1}{K_{\text{д}}} (\delta_{\text{об}} - 1)}. \quad (4)$$

Мінімально можливе значення динамічного ККД трансмісії, що може бути реалізоване при нескінченно великому запасі потужності двигуна, буде

$$\lim_{K_{\text{д}} \rightarrow \infty} \eta_{\text{тр}}^{\text{дин}} = \lim_{K_{\text{д}} \rightarrow \infty} \left[\frac{1}{\delta_{\text{об}} (1 - 1/K_{\text{д}}) + 1/K_{\text{д}}} \right] = \frac{1}{\delta_{\text{об}}} = \eta_{\text{тр}}^{\text{дин}} \min, \quad (5)$$

Встановлено також взаємозв'язок між динамічним ККД трансмісії та наведеним у роботі А.А. Токарева коефіцієнтом прийомистості ТТМ $\eta_{\text{а}}$, а саме:

$$\eta_{\text{тр}}^{\text{дин}} = \frac{1}{\eta_{\text{а}} (\delta_{\text{об}} - 1) + 1}. \quad (6)$$

Для того, щоб на етапі попереднього проектування підвищити значення динамічного ККД трансмісії, який залежить від моментів інерції обертових мас трансмісії, була запропонована уточнена залежність для визначення приведених моментів інерції зубчастих пар механічної трансмісії. Ця залежність дозволяє здійснити раціональний розподіл передаточних чисел трансмісії по ступенях трансформації крутного моменту. На відміну від запропонованої раніше залежності вона зрівнює довговічність зубчастих коліс внаслідок врахування різниці в кількості циклів їх навантаження. Ця залежність представлена у вигляді наступної безрозмірної функції:

$$I_{\text{пит}}^n(u_i) = \frac{I_{\text{пр}}^n}{p'_H M_1^{5/3}} = \sum_{i=1}^n \left[\left(1 + k_{\text{від}} u_i^2 \right) \left(1 + \frac{1}{u_i} \right) \left(\frac{\prod_{j=1}^i u_j}{u_i} \right)^{2/3} \right]^{5/3} \prod_{j=i}^n u_j^2, \quad (7)$$

де $I_{\text{пит}}^n(u_i)$ – безрозмірна функція приведенного моменту інерції (питомий приведений момент інерції) трансмісії; $I_{\text{пр}}^n$ – приведений момент інерції

трансмисії; M_1 – крутний момент на вхідному валу трансмісії; p'_H – масштабний коефіцієнт, що враховує геометричні розміри зубчастих пар, $\text{кг}/(\text{Па}^{5/3} \cdot \text{м}^3)$,

$$p'_H = K_d^5 10^{-15} \left[\frac{K_{H\beta}}{[\sigma_H]_1^2} \right]^{5/3} \frac{\pi \gamma k_1}{32 (\psi_{bd})^{2/3}} ; \quad (8)$$

K_d – допоміжний коефіцієнт, $K_d=780 \text{ (МПа)}^{1/3}$ – для сталевих прямозубих коліс, $K_d=680 \text{ (МПа)}^{1/3}$ – для сталевих косозубих коліс; γ – густина матеріалу, з якого виготовлена шестірня (колесо); ψ_{bd} – коефіцієнт довжини зуба по ділильному діаметру; $k_{в\text{ід}}$ – коефіцієнт, що враховує складну конфігурацію зубчастої пари, $k_{в\text{ід}} = k_2/k_1$; k_1, k_2 – поправочні коефіцієнти, що враховують складну конфігурацію шестірні та зубчастого колеса ступені; $K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірний розподіл навантаження по ширині вінця; $[\sigma_H]_1$ – допустиме напруження на контактну витривалість для зубчастої пари 1-ої ступені; u_1 – передаточне число 1-ої ступені; u_i – передаточне число i -ої ступені; u_j – передаточне число j -ої ступені; n – число ступенів трансформації крутного моменту.

Через те, що залежність (7) призначена для етапу попереднього проектування, вплив статичної та кінематичної складових ККД трансмісії на величину переданого ведучим колесам крутного моменту двигуна в зазначеній залежності не враховано. Це допущення веде до збільшення запасу міцності зубчастих коліс при проектних розрахунках.

Вали трансмісії через малі значення їхніх діаметрів відносно діаметрів зубчастих коліс у залежності (7) не враховувалися. Однак, будучи пружними ланками (вони при роботі трансмісії накопичують і віддають потенційну енергію пружних деформацій) і маючи відносно великі осьові розміри, вали зазнають значних кутових деформацій (з високими швидкостями їхньої зміни) у період пуску та різкого збільшення навантаження. У зазначений період вали за рахунок різкої зміни кута закручування відбирають на себе частину потужності двигуна, переданої до вихідного вала трансмісії. У сталому режимі руху кутові швидкості та крутні моменти на валах коливаються навколо деякого середнього значення.

Щодо деякого середнього значення коливається також рівень потенційної енергії пружних ланок. Частина цієї потенційної енергії створює опір передачі потужності від двигуна до ведучих коліс, що приводить до зниження ККД трансмісії.

Отримано аналітичну залежність, що дозволяє визначити кутову швидкість вихідного вала трансмісії з урахуванням піддатливості її валів при будь-якому числі ступенів трансформації крутного моменту

$$\begin{aligned}\omega_{\text{вих}} = \omega_{n+1} &= \frac{\omega_1}{u_{\text{заг}}} \left[1 - \frac{\partial M_1}{\partial t} \cdot \frac{32}{\pi \cdot G_{\text{пружII}} \cdot \omega_1} \sum_{i=1}^{n+1} \frac{l_i \cdot u_{1-i}^2 \cdot \eta_{1-i}}{d_i^4} \right] = \\ &= \frac{\omega_1}{u_{\text{заг}}} \left[1 - \frac{\partial M_1}{\partial t} \cdot \frac{\sqrt[3]{0,5\pi \left(\frac{[\tau]}{M_{1\text{max}}} \right)^4}}{G_{\text{пружII}} \cdot \omega_1} \sum_{i=1}^{n+1} \left(l_i \cdot \sqrt[3]{\frac{u_{1-i}^2}{\eta_{1-i}}} \right) \right],\end{aligned}\quad (9)$$

де ω_1 – кутова швидкість вхідного вала трансмісії; ω_{n+1} – кутова швидкість вихідного вала трансмісії; $\partial M_1 / \partial t$ – швидкість зміни за часом крутного моменту на вхідному валу трансмісії; d_i – діаметр i -го вала; $[\tau]$ – допустиме дотичне напруження; $G_{\text{пружII}}$ – модуль зсуву (модуль пружності II-го роду); $M_{i\text{max}}$ – максимальний за умовою міцності крутний момент i -го вала; l_i – довжина i -ої ділянки вала, що навантажена крутним моментом; u_{1-i} , η_{1-i} – відповідно, передаточне число та ККД ступенів трансформації крутного моменту від вхідного до i -го вала редуктора, $u_{1-1} = 1$, $\eta_{1-1} = 1$.

З використанням рівняння (9) отримана залежність для визначення ККД трансмісії з урахуванням пружних ланок

$$\begin{aligned}\eta_{\text{тр}} &= \left(\eta_{\text{тр}}^{\text{дис}} - \frac{I_{\text{пр}}^{\text{тр}}}{u_{\text{заг}} M_1} \frac{\partial \omega_{\text{вих}}}{\partial t} \right) \cdot \left[1 - \frac{\partial M_1}{\partial \varphi_1} \cdot \frac{\sqrt[3]{0,5\pi \left(\frac{[\tau]}{M_{1\text{max}}} \right)^4}}{G_{\text{пружII}}} \sum_{i=1}^{n+1} \left(l_i \cdot \sqrt[3]{\frac{u_{1-i}^2}{\eta_{1-i}}} \right) \right] = \\ &= \left(\eta_{\text{тр}}^{\text{дис}} + \eta_{\text{тр}}^{\text{дин}} - 1 \right) \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{пруж}},\end{aligned}\quad (10)$$

де $\eta_{\text{тр}}^{\text{дис}}$ – дисипативна складова ККД трансмісії, що визначається за формулою

$$\eta_{\text{тр}}^{\text{дис}} = \eta_{\text{тр}}^{\text{ст}} + \eta_{\text{тр}}^{\text{кін}} - 1;\quad (11)$$

$\eta_{\text{тр}}^{\text{пруж}}$ – пружна складова ККД трансмісії.

Підвищення величини пружного ККД трансмісії та забезпечення стабільності його значень можливо при зменшенні довжини ділянок валів, що деформуються, і збільшення їхніх діаметрів. Використання трубчастих валів дозволяє без підвищення значень маси збільшувати їхній діаметр, тим самим, підвищуючи їхню жорсткість.

Стійкість роботи трансмісії забезпечується при $\eta_{\text{тр}} > 0$. Це можливо у випадку, коли

$$\begin{cases} \eta_{\text{тр}}^{\text{пруж}} > 0; \\ \eta_{\text{тр}}^{\text{дис}} + \eta_{\text{тр}}^{\text{дин}} - 1 > 0. \end{cases} \quad (12)$$

В експлуатації, з погляду надійності роботи моторно-трансмісійної установки транспортно-тягових машин, величина $\eta_{\text{тр}}$ не повинна бути менше деякої мінімально припустимої величини $[\eta_{\text{тр}}]$, що використовується як діагностичний показник.

Пружний ККД більше нуля у випадку, коли швидкість наростання крутного моменту на вхідному валу трансмісії за часом $\partial M_1 / \partial t$ та (або) куту повороту цього вала $\partial M_1 / \partial \phi_1$ не буде перевищувати критичної величини. Таким чином, при перевищенні критичної величини швидкістю наростання крутного моменту на первинному валу трансмісії (за часом або кутом повороту) значення пружного ККД трансмісії перестає бути позитивним, а потужність на вихідному валу стає рівної нулю.

Зміна крутного моменту в трансмісії має коливальний характер, що викликано нерівномірністю крутного моменту двигуна. Запропоновано залежність для моделювання цієї зміни гармонійним законом

$$M_1 = \bar{M}_1 + A_M \sin(\omega_M t), \quad (13)$$

де $\bar{M}_1$ – середнє значення крутного моменту на вхідному валу трансмісії; A_M – амплітуда коливань крутного моменту на вхідному валу трансмісії; ω_M – кругова частота коливань крутного моменту на вхідному валу трансмісії,

$$\omega_M = 2\pi / T_M; \quad (14)$$

T_M – період коливань крутного моменту на вхідному валу трансмісії.

Відповідно швидкість зміни крутного моменту на вхідному валу трансмісії буде

$$\partial M_1 / \partial t = A_M \omega_M \cos(\omega_M t). \quad (15)$$

Були отримані також залежності для визначення критичної кругової частоти коливань крутного моменту за умовою стійкості роботи на вхідному та вихідному валах трансмісії. Визначено умови забезпечення усталеної роботи трансмісії за критерієм пружного ККД. Визначено, що динамічний ККД трансмісії на стійкість її роботи не впливає.

Наявність пружних елементів у трансмісії приводить до появи додаткових втрат енергії також і у сталому режимі руху машини. Зазначені втрати можуть бути оцінені за допомогою пружного ККД трансмісії, що визначений за цикл роботи машини (цикловий пружний ККД трансмісії). Була отримана залежність для його визначення, що на прикладі навантаження одиночного пружного вала при постійному моменті опору обертанню має вигляд

$$\left(\eta_{\text{тр}}^{\text{пруж}}\right)_{\text{цикл}} = \frac{A_{\text{вх}} - 2A_{\text{пруж}}}{A_{\text{вх}}} = 1 - \left(\psi_{\text{тр}}^{\text{пруж}}\right)_{\text{цикл}} = 1 - \frac{A_M \left(1 - \frac{A_M}{2M_{\text{оп}}}\right)}{I_{\text{пр}}^* \bar{\omega}_{\text{вх}} \omega_M \pi \left(\frac{k^2}{\omega_M^2} - 1\right)}, \quad (16)$$

де $A_{\text{вх}}$ – робота, здійснювана двигуном за один цикл коливань крутного моменту (на вхідному кінці вала); $A_{\text{пруж}}$ – робота пружних деформацій вала трансмісії; $I_{\text{пр}}^*$ – приведений до вхідного вала момент інерції двигуна та трансмісії; $M_{\text{оп}}$ – момент корисного опору; $\bar{\omega}_{\text{вх}}$ – середня кутова швидкість вхідного вала трансмісії; k – кругова частота власних пружних коливань вала.

У випадку, коли $A_M = 0$ та $A_M = 2M_{\text{оп}}$, цикловий пружний коефіцієнт втрат $\left(\psi_{\text{тр}}^{\text{пруж}}\right)_{\text{цикл}}$ дорівнює нулю та цикловий пружний ККД $\left(\eta_{\text{тр}}^{\text{пруж}}\right)_{\text{цикл}}$ дорівнює одиниці. З наближенням до точки резонансу ($k = \omega_M$) різко зростає цикловий пружний коефіцієнт втрат і різко падає цикловий пружний ККД вала. Встановлено, що зі збільшенням значення параметра k/ω_M цикловий пружний ККД вала асимптотично наближається до одиниці, а цикловий пружний коефіцієнт втрат – до нуля. Для багатоступінчастої трансмісії кругова частота власних пружних коливань вхідного вала має вигляд

$$k = \sqrt{\frac{G_{\text{пруж II}}}{I_{\text{пр}}^* \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{I_{pi}} u_{1-i}^2 \cdot \eta_{1-i}}}. \quad (17)$$

Були отримані залежності для визначення роботи, здійснюваної двигуном за один цикл коливань крутного моменту $A_{\text{вх}}$ та роботи пружних деформацій вала трансмісії $A_{\text{пруж}}$ з урахуванням нерівномірності коливань моменту корисного опору, також описуваного за гармонійним законом.

Запропоновано заснований на методі парціальних прискорень розрахунково-експериментальний метод визначення тягового ККД трактора. Він дозволяє одержувати значення тягових показників (зусилля на гаку $P_{\text{гк}}$, потужності на гаку $N_{\text{гк}}$, ефективній потужності двигуна N_e , переданої трансмісії, і миттєвого тягового ККД $\eta_{\text{гк}}$) трактора по динаміці його розгону

$$P_{\text{гк}} = A_1 m_{\text{т}} \dot{V}_{\text{т}}; \quad (18)$$

$$N_{\text{гк}} = A_1 m_{\text{т}} \dot{V}_{\text{т}} V_{\text{т}}; \quad (19)$$

$$N_e = V_{\text{т}} m_{\text{т}} (A_1 \dot{V}_{\text{т}} + A_2 + A_3 V_{\text{т}}); \quad (20)$$

$$\eta_{\text{гк}} = \left(1 + \frac{A_2 + A_3 V_{\text{т}}}{A_1 \dot{V}_{\text{т}}}\right)^{-1}; \quad (21)$$

$$A_1 = 1 + \frac{I_{\text{пр}}}{m_{\text{т}} r_{\text{д}}^2}; \quad (22)$$

$$A_2 = \frac{M_{\text{тр}}^{\text{ст}}}{m_{\text{т}} r_{\text{д}}} + g \cdot f = A_1 \frac{\dot{V}_{\text{т2}} V_{\text{т1}} - \dot{V}_{\text{т1}} V_{\text{т2}}}{V_{\text{т2}} - V_{\text{т1}}}; \quad (23)$$

$$A_3 = \frac{k}{m_{\text{т}} r_{\text{д}}^2} = A_1 \frac{\dot{V}_{\text{т1}} - \dot{V}_{\text{т2}}}{V_{\text{т2}} - V_{\text{т1}}}, \quad (24)$$

де $V_{\text{т1}}$, $\dot{V}_{\text{т1}}$, $V_{\text{т2}}$, $\dot{V}_{\text{т2}}$ – відповідно, лінійна швидкість і лінійне прискорення трактора на початку та наприкінці інтервалу вимірювання; $m_{\text{т}}$ – загальна маса трактора; f – коефіцієнт опору коченню коліс; k – коефіцієнт пропорційності між $M_{\text{тр}}^{\text{кін}}$ і кутовою швидкістю ведучих коліс трактора $\omega_{\text{к}}$; $M_{\text{тр}}^{\text{ст}}$, $M_{\text{тр}}^{\text{кін}}$ – моменти сухого та в'язкого тертя в трансмісії, приведені до ведучих коліс;

У третьому розділі проведено моделювання нерівномірності роботи моторно-трансмісійної установки в сталому режимі. Отримано емпіричні залежності ступеня нерівномірності $\hat{K}$ та коефіцієнта нерівномірності $\hat{K}_1$ крутного моменту ДВЗ від числа циліндрів двигуна $i_{\text{ц}}$

$$\hat{K} = 1,04 + 7,22/i_{\text{ц}}; \quad (25)$$

$$\hat{K}_1 = 0,08 + 14,44/i_{\text{ц}}. \quad (26)$$

Для опису зміни індикаторного крутного моменту за цикл роботи чотиритактних ДВЗ був застосований гармонійний закон

$$M_i = \bar{M}_i \left[1 + \frac{K_1}{2} \sin \left(\frac{\bar{\omega}_e}{2} i_{\text{ц}} \cdot t \right) \right], \quad (27)$$

де $\bar{M}_i$ – середнє значення величини індикаторного крутного моменту.

Для визначення зміни кутової швидкості вала двигуна була отримана залежність

$$\omega_e = \bar{\omega}_e - \frac{K_1 \cdot \bar{M}_i}{\bar{\omega}_e \cdot i_{\text{ц}} \left(I_{\text{пр}}^{\text{дв}} + I_{\text{прI}}^{\text{тр}} + I_{\text{прII}}^{\text{тр}} + \frac{m r_{\text{к}}^2}{u_0^2 u_{\text{к}}^2} \right)} \cos \left(\frac{\bar{\omega}_e}{2} i_{\text{ц}} \cdot t \right), \quad (28)$$

де $\bar{\omega}_e$ – середнє (за цикл роботи ДВЗ) значення кутової швидкості колінчастого вала; m – загальна маса автомобіля або трактора; $r_{\text{к}}$ – кінематичний радіус коліс; $I_{\text{пр}}^{\text{дв}}$ – приведений до колінчастого вала момент інерції обертових мас двигуна; $I_{\text{прI}}^{\text{тр}}$ – приведений до колінчастого вала момент

інерції обертових мас трансмісії, пов'язаних з колінчастим валом постійним передатним відношенням; $I_{\text{прII}}^{\text{тр}}$ – приведений до колінчастого вала момент інерції обертових мас трансмісії, пов'язаних з колінчастим валом перемінним передатним відношенням; $I_{\text{пра}}^{\text{тр}}$ – приведений до колінчастого вала момент інерції поступально рухомої маси автомобіля (трактора)

$$I_{\text{пра}}^{\text{тр}} = \frac{mr_{\text{к}}^2}{u_0^2 u_{\text{к}}^2}. \quad (29)$$

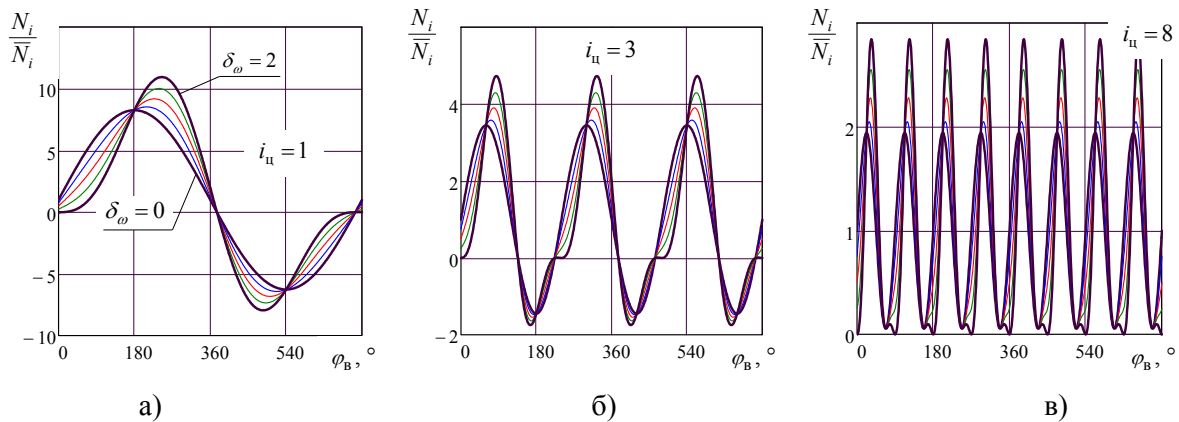
Індикаторна потужність двигуна може бути визначена як

$$N_i = \bar{N}_i \left[1 + \frac{K_1}{2} \sin \left(\frac{\varphi_{\text{в}}}{2} i_{\text{ц}} \right) - \frac{\delta_{\omega}}{2} \left(\cos \left(\frac{\varphi_{\text{в}}}{2} i_{\text{ц}} \right) + \frac{K_1}{4} \sin (\varphi_{\text{в}} \cdot i_{\text{ц}}) \right) \right], \quad (30)$$

де $\varphi_{\text{в}}$ – кут повороту колінчастого вала; $\bar{N}_i$ – середнє (за цикл роботи ДВЗ) значення індикаторної потужності двигуна; δ_{ω} – ступінь нерівномірності обертання колінчастого вала,

$$\delta_{\omega} = \frac{2K_1 \cdot \bar{M}_i}{\bar{\omega}_e^2 \cdot i_{\text{ц}} \left(I_{\text{пр}}^{\text{ДВ}} + I_{\text{прI}}^{\text{тр}} + I_{\text{прII}}^{\text{тр}} + \frac{mr_{\text{к}}^2}{u_0^2 u_{\text{к}}^2} \right)}. \quad (31)$$

На підставі залежності (30) були отримані графіки функції $N_i / \bar{N}_i = f(\varphi_{\text{в}})$ за цикл роботи ДВЗ для можливих значень δ_{ω} ($0 \leq \delta_{\omega} \leq 2$). Аналіз цих графіків показав, що ступінь нерівномірності обертання колінчастого вала ДВЗ впливає на характер зміни залежності $N_i / \bar{N}_i = f(\varphi_{\text{в}})$ (див. рис. 1). При однаковій кількості циліндрів $i_{\text{ц}}$ зі збільшенням δ_{ω} збільшується амплітуда коливань величини $N_i / \bar{N}_i$.



а – при $i_{\text{ц}} = 1$; б – при $i_{\text{ц}} = 3$; в – при $i_{\text{ц}} = 8$

Рисунок 1 – Графіки залежності $N_i / \bar{N}_i = f(\varphi_{\text{в}})$, побудовані при різних значеннях ступені нерівномірності обертання колінчастого вала δ_{ω} та різних кількості однакових циліндрів $i_{\text{ц}}$ двигуна

Проведене дослідження дозволило визначити зв'язок між числом циліндрів, нерівномірністю крутного моменту та нерівномірністю обертання колінчастого вала ДВЗ. Були також отримані залежності для визначення ефективної потужності та ефективного крутного моменту ДВЗ, що враховують нерівномірність крутного моменту та нерівномірність обертання колінчастого вала. Розглянуто випадок, коли амплітуда коливань ефективного крутного моменту дорівнює нулю, і запропонована залежність, що дозволяє здійснювати вибір моменту інерції маховика двигуна (з урахуванням загальної маси транспортно-тягової машини та передатного відношення трансмісії)

$$I_{\text{пр}}^{\text{дв}} = \frac{\eta_{\text{мдв}} I_{\text{прI}}^{\text{тр}} + \eta_{\text{мдв}} I_{\text{прII}}^{\text{тр}} + \eta_{\text{мдв}} \frac{mr_{\text{к}}^2}{u_0^2 u_{\text{к}}^2}}{(1 - \eta_{\text{мдв}})}, \quad (32)$$

де $\eta_{\text{мдв}}$ – механічний ККД двигуна.

Наявність пружних ланок у трансмісії транспортно-тягових машин також впливає на нерівномірність обертання вала двигуна. Залежність для визначення ступеня нерівномірності обертання колінчастого вала в цьому випадку буде

$$\delta'_{\omega} = \frac{2\bar{M}_i \cdot K_1}{\bar{\omega}_e^2 \cdot i_{\text{ц}} \left(I_{\text{пр}}^{\text{дв}} + I_{\text{прI}}^{\text{тр}} + I_{\text{прII}}^{\text{тр}} + \frac{mr_{\text{к}}^2}{u_0^2 u_{\text{к}}^2} \right) \left| 1 - \left(\frac{2k}{\bar{\omega}_e \cdot i_{\text{ц}}} \right)^2 \right|} = \frac{\delta_{\omega}}{\left| 1 - \left(\frac{2k}{\bar{\omega}_e \cdot i_{\text{ц}}} \right)^2 \right|}, \quad (33)$$

де k – кругова частота власних (вільних) коливань вихідного кінця вала двигуна з урахуванням приведених до колінчастого вала моментів інерції обертових мас двигуна і трансмісії та приведеної жорсткості трансмісії на крутіння.

На рис. 2 наведена ілюстрація залежності $\delta'_{\omega}(2k/(\bar{\omega}_e \cdot i_{\text{ц}}))$ при різних значеннях δ_{ω} . Таким чином, величина ступеня нерівномірності обертання колінчастого вала двигуна δ_{ω} (що відповідає абсолютно жорсткій трансмісії) при значенні показника $2k/(\bar{\omega}_e \cdot i_{\text{ц}}) = 0$ також буде досягнута при $2k/(\bar{\omega}_e \cdot i_{\text{ц}}) = 1,414$, а у випадку $2k/(\bar{\omega}_e \cdot i_{\text{ц}}) > 1,414$ величина δ'_{ω} буде менше, ніж при $2k/(\bar{\omega}_e \cdot i_{\text{ц}}) = 0$.

Були отримані також залежності для визначення індикаторної та ефективної потужності двигуна, ефективного крутного моменту з урахуванням впливу пружних ланок у трансмісії. Аналіз цих залежностей показав, що наближення відношення $2k/(\bar{\omega}_e \cdot i_{\text{ц}})$ до одиниці, тобто прямування кругової частоти власних коливань вихідного кінця вала двигуна до частоти коливань, що збурюють ($k \rightarrow (0,5\bar{\omega}_e \cdot i_{\text{ц}})$), приводить до зменшення індикаторної потужності N_i двигуна і, відповідно, зниження ефективної потужності N_e та крутного моменту M_e двигуна.

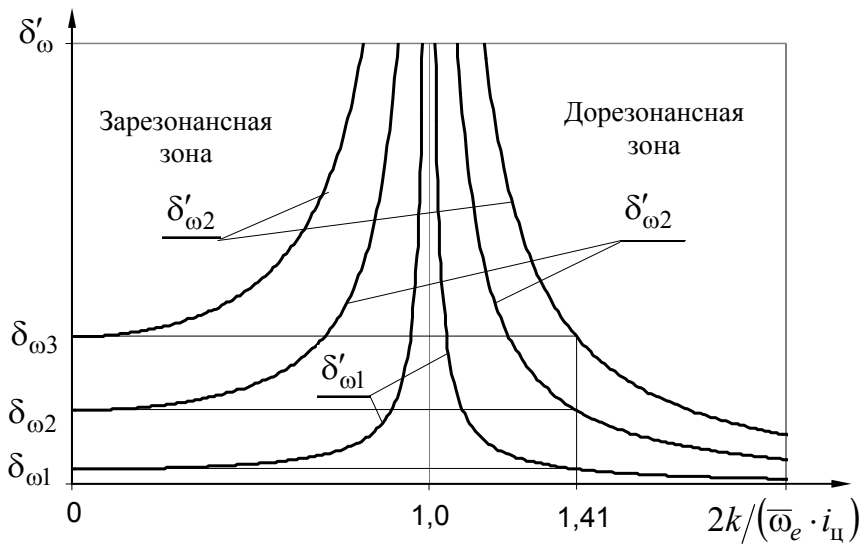


Рисунок 2 – Залежність $\delta'_\omega \left(\frac{2k}{\bar{\omega}_e \cdot i_{ц}} \right)$ при різних значеннях $\delta_\omega (\delta_{\omega 1} < \delta_{\omega 2} < \delta_{\omega 3})$

У процесі експлуатації автомобілів і тракторів відбувається зменшення коефіцієнта тертя в муфті зчеплення, зношування фрикційних поверхонь зчеплення, усадка натискних пружин через зменшення їхньої жорсткості в результаті впливу високих температур і знакозмінних навантажень. Все це приводить до зменшення нормальної сили, що стискає пакет фрикційних дисків. Наслідком цього є зниження коефіцієнта запасу зчеплення $\beta'_{зч}$ і, у свою чергу, збільшення буксування, нагрівання та зношування фрикційних поверхонь. Нагрівання фрикційних поверхонь викликає зниження їхнього коефіцієнта тертя, що приводить до збільшення буксування зчеплення. У підсумку відбувається порушення стійкості роботи та відмова функціонування зчеплення. Описані процеси – це прояв функціональної нестабільності зчеплення, з яким можна боротися вже на етапі проектування, створюючи запас моменту тертя зчеплення $\Delta M_{зч}$. Була отримана залежність для визначення коефіцієнта запасу муфти зчеплення на етапі проектування, що забезпечує її функціональну стабільність при зношуванні фрикційних накладок у процесі експлуатації

$$\beta_{зч} \geq \left(1 + \left(0,04 + \frac{7,22}{i_{ц}} \right) \left(1 - \frac{I_{пр}^{дв}}{\eta_{мдв} \left(I_{пр}^{дв} + I_{прI}^{тр} + I_{прII}^{тр} + \frac{mr_k^2}{u_0^2 u_k^2} \right)} \right) \right) \times \\ \times \left(2 - (1 - \delta c_{пр}) (1 - \delta \mu) \left(1 - \frac{z X_{max}}{s_1} \right) \right), \quad (34)$$

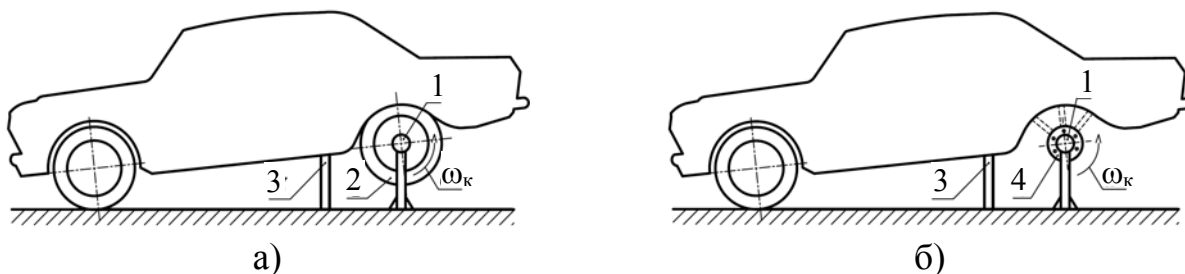
де $\delta c_{пр}$, $\delta \mu$ – відносні зміни жорсткості натискних пружин і коефіцієнта тертя фрикційних поверхонь, що відбуваються в процесі експлуатації,

$\delta c_{\text{пр}} = \Delta c_{\text{пр}} / c_{\text{пр}}$, $\delta \mu = \Delta \mu / \mu$; s_1 – попередня деформація пружини при складанні нової муфти зчеплення з незношеними фрикційними накладками; X_{max} – максимально припустиме зношування однієї поверхні тертя; z – число пар поверхонь тертя.

Підвищення стабільності значень коефіцієнта запасу муфти зчеплення при зношуванні фрикційних поверхонь у процесі експлуатації можливо декількома способами: за рахунок застосування діафрагмових натискних пружин з нелінійною характеристикою зазначеного ефекту; зниженням сумарної жорсткості натискних пружин, яке можливо, наприклад, при використанні подвійних пружин замість одинарних. Отримано залежності для розрахунку подвійних натискних пружин за критерієм зниження їх сумарної жорсткості щодо одинарних та рекомендовано при ремонті з модернізацією замінити одинарні периферійні циліндричні гвинтові натискні пружини на подвійні. Розглянуто приклад, у якому застосування подвійних пружин замість одинарних забезпечує підвищення коефіцієнта запасу муфти зчеплення на 5,47% при максимальному зношуванні фрикційних накладок на величину $X_{\text{max}} = 3,0$ мм.

Демпфери крутильних коливань, що вбудовують у ведений диск зчеплення, знижуючи рівні вібрації в трансмісії, забирають на себе частину енергії двигуна, тим самим, зменшуючи дисипативну складову ККД моторно-трансмісійних установок. Отримані залежності для визначення миттєвого та циклового дисипативного ККД демпфера крутильних коливань дозволяють більш точно визначати ККД моторно-трансмісійних установок і впливати на його величину на етапі проектування.

У четвертому розділі метод парціальних прискорень застосований для одержання методу оцінки функціональної стабільності моторно-трансмісійної установки. Розроблено методи діагностування технічного стану двигуна та трансмісії в експлуатаційних умовах і на конвеєрі заводу-виробника. Для проведення вимірювань запропоновано ведучі колеса автомобіля підняти домкратом та установити під кузов автомобіля опору 3 (рис. 3).



1 – датчик; 2 – колесо автомобіля; 3 – опора;

4 – фланець маточини колеса; а – з колесами; б – без коліс

Рисунок 3 – Схема проведення вимірювань кутової швидкості на автомобілі

До осі зважених ведучих коліс 2 приєднується датчик кутової швидкості 1 (рис. 3а). Після цього запускається двигун і здійснюється розгін

ведучих коліс до деякої заданої кутової швидкості ω_k . Сигнал від датчика передається на комп'ютер. Потім двигун відключається (можливі варіанти: припинення подачі палива, вимикання зчеплення або перехід на нейтральну передачу в коробці передач). Для дослідження втрат на тертя та приведених моментів інерції трансмісії необхідно здійснити механічне відключення двигуна від трансмісії. Комп'ютер знімає з датчика кутової швидкості значення $\omega_{k1}(t_1)$ та $\omega_{k2}(t_2)$ із кроком $\Delta t = t_2 - t_1$. Кутова швидкість чисельно диференціюється, при цьому одержуємо значення $d\omega_{k1}/dt$ та $d\omega_{k2}/dt$.

З рівняння динаміки обертального руху при вибігу було отримане рівняння парціальних прискорень

$$\dot{\omega}_k = -\frac{K_0}{I_{\text{пр}}} - \frac{K_1}{I_{\text{пр}}} \omega_k, \quad (35)$$

де ω_k ; $\dot{\omega}_k$ – кутова швидкість і кутове прискорення зважених ведучих коліс; K_0 – приведений до ведучих коліс момент опору в трансмісії, обумовлений силами сухого тертя; K_1 – коефіцієнт пропорційності між приведеним до ведучих коліс моментом в'язкого тертя в трансмісії та кутовий швидкості ведучих коліс.

Для моментів часу t_1 та t_2 рівняння (35) записується в наступному вигляді:

$$\dot{\omega}_{k1}(t_1) = -\frac{K_0}{I_{\text{пр}}} - \frac{K_1}{I_{\text{пр}}} \omega_{k1}(t_1); \quad (36)$$

$$\dot{\omega}_{k2}(t_2) = -\frac{K_0}{I_{\text{пр}}} - \frac{K_1}{I_{\text{пр}}} \omega_{k2}(t_2), \quad (37)$$

а спільне розв'язання рівнянь (36) і (37):

$$\frac{K_0}{I_{\text{пр}}} = \frac{\omega_{k1}(t_1) \cdot \dot{\omega}_{k2}(t_2) - \dot{\omega}_{k1}(t_1) \cdot \omega_{k2}(t_2)}{\omega_{k2}(t_2) - \omega_{k1}(t_1)} = A_1; \quad (38)$$

$$\frac{K_1}{I_{\text{пр}}} = \frac{\dot{\omega}_{k1}(t_1) - \dot{\omega}_{k2}(t_2)}{\omega_{k2}(t_2) - \omega_{k1}(t_1)} = A_2. \quad (39)$$

Після одержання масиву значень для деякої множини інтервалів Δt (за час вибігу) визначається середнє значення параметрів A_1 та A_2

$$\bar{A}_1 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n A_{1i}; \quad (40)$$

$$\bar{A}_2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n A_{2i}, \quad (41)$$

де n – число реалізацій значень A_1 і A_2 за час вибігу.

Для того, щоб розділити параметри K_0 та $I_{\text{пр}}$, а також K_1 та $I_{\text{пр}}$ проводиться другий цикл вибігу трансмісії автомобіля, що здійснюється при відсутності ведучих коліс та приєднанні датчика кутової швидкості безпосередньо до осі фланця ведучої півосі (див. рис. 3б). У цьому випадку складаються аналогічні рівнянням (36) і (37) залежності, але при цьому з $I_{\text{пр}}$ віднімається сумарний момент інерції ведучих коліс $I_{\text{к}}$. У результаті отримуємо наступні рівняння:

$$\frac{K_0}{I_{\text{пр}} - I_{\text{к}}} = \frac{\omega'_{\text{к1}}(t'_1) \cdot \dot{\omega}'_{\text{к2}}(t'_2) - \dot{\omega}'_{\text{к1}}(t'_1) \cdot \omega'_{\text{к2}}(t_2)}{\omega'_{\text{к2}}(t'_2) - \omega'_{\text{к1}}(t'_1)} = B_1; \quad (42)$$

$$\frac{K_1}{I_{\text{пр}} - I_{\text{к}}} = \frac{\dot{\omega}'_{\text{к1}}(t'_1) - \dot{\omega}'_{\text{к2}}(t'_2)}{\omega'_{\text{к2}}(t'_2) - \omega'_{\text{к1}}(t'_1)} = B_2. \quad (43)$$

Для масивів значень B_1 і B_2 також визначаємо середні значення за час вибігу. У результаті спільного рішення рівняння (38) і (42), (39) і (43) одержимо

$$I_{\text{пр}} = \frac{I_{\text{к}}}{1 - \frac{A_1}{B_1}}; \quad (44)$$

$$K_0 = \frac{I_{\text{к}}}{\frac{1}{A_1} - \frac{1}{B_1}}; \quad (45)$$

$$K_1 = A_2 I_{\text{пр}} = \frac{A_2 I_{\text{к}}}{1 - \frac{A_1}{B_1}}. \quad (46)$$

Для визначення ефективного крутного моменту та потужності двигуна, ККД трансмісії використовується рівняння динаміки розгону ведучих коліс при максимальній (до упору педалі) подачі палива, з якого визначаються ефективний крутний момент та ефективна потужність, що розвиває двигун

$$M_e = \frac{I_{\text{пр}} \dot{\omega}_{\text{к}} + K_0 + K_1 \omega_{\text{к}}}{u_0 u_{\text{к}}}; \quad (47)$$

$$N_e = M_e \omega_e = M_e \omega_{\text{к}} u_0 u_{\text{к}} = I_{\text{пр}} \dot{\omega}_{\text{к}} \omega_{\text{к}} + K_0 \omega_{\text{к}} + K_1 \omega_{\text{к}}^2. \quad (48)$$

Коефіцієнт корисної дії трансмісії буде

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{I_{\text{пр}} \dot{\omega}_{\text{к}}}{I_{\text{пр}} \dot{\omega}_{\text{к}} + K_0 + K_1 \omega_{\text{к}}} = \frac{1}{1 + \frac{K_0 + K_1 \omega_{\text{к}}}{I_{\text{пр}} \dot{\omega}_{\text{к}}}}. \quad (49)$$

У випадку проведення вимірювань на конвеєрі заводу-виробника роль ведучих коліс виконують маховики (з моментом інерції I_m) і при визначенні моментів інерції обертових мас також враховуються обертові частини стенда ($I_{ст}$).

$$I_{пр} - I_k + I_{ст} = \frac{2I_m}{\frac{A_1}{B_1} - 1}; \quad (50)$$

$$K_0 = \frac{2I_m}{\frac{1}{B_1} - \frac{1}{A_1}}; \quad (51)$$

$$K_1 = A_2(I_{пр} - I_k + I_{ст}) = \frac{2I_m A_2}{\frac{A_1}{B_1} - 1}. \quad (52)$$

Для визначення індикаторної потужності та механічного ККД двигуна запропоновано здійснювати вибіг трансмісії з підключеним та відключеним двигуном.

Для визначення джерела погіршення технічних показників моторно-трансмісійних установок розроблений метод визначення цих показників при встановленні датчика на будь якому валу трансмісії.

У п'ятому розділі була проведена експериментальна перевірка теоретичних положень, що викладені у другому та четвертому розділах: методу визначення тягових показників трактора за динамікою його розгону та методу визначення технічного стану трансмісії в експлуатаційних умовах.

Експериментальні дослідження проводилися на базі Харківської філії державної наукової установи «Українського науково-дослідного інституту прогнозування та випробування техніки і технології для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого». В експериментальних дослідженнях брав участь трактор ХТЗ-3512 №02 з нульовим наробітком.

При визначенні параметрів технічного стану трансмісії проводилися вимірювання параметрів обертання вала ведучих коліс трактора (з колесами та без них) безконтактними чутливими елементами (оптоелектронними датчиками) при підвішених півосях ведучих коліс трактора (див. рис. 4). Розраховувалися наступні показники: приведений до ведучих коліс момент інерції трансмісії, ефективна потужність двигуна, ефективний крутний момент, миттєвий ККД трансмісії.

Перший етап випробувань проводився з встановленими ведучими колесами, на яких закріплювалися диски зі світловідбиваючими мітками, до цих дисків підводили оптоелектронні датчики, що закріплені на штативах. Оператор здійснював розгін колінчастого вала двигуна до номінальної кутової

швидкості. Далі після вимикання муфти зчеплення проводився вибіг трансмісії до повної зупинки. Випробування проводилися на 4-й, 5-й та 6-й передачах переднього ходу трактора по три рази для кожної. Другий етап випробувань проводився так само, але без ведучих коліс, і диски зі світловідбиваючими мітками закріплювалися безпосередньо на маточини півосей ведучих коліс.

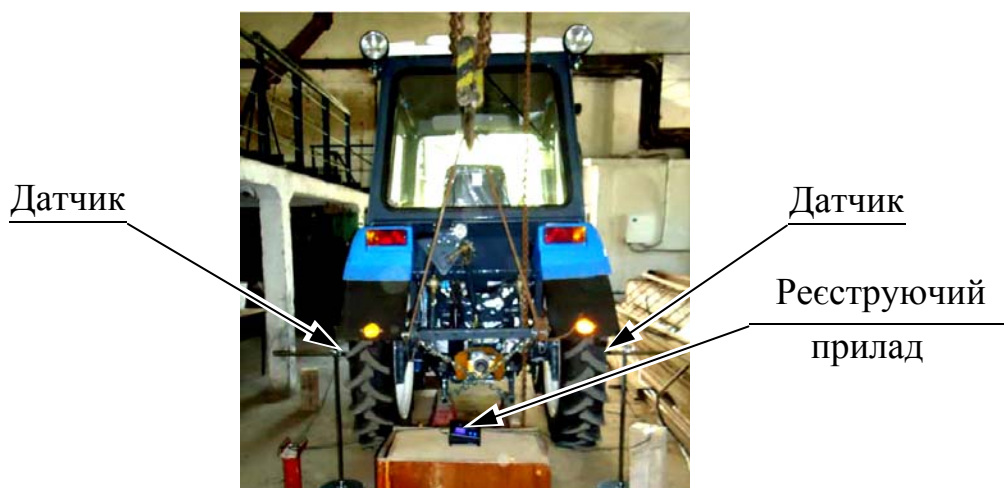


Рисунок 4 – Установка досліджуваного трактора та апаратури, що реєструє, для проведення випробувань.

У результаті проведеного експерименту та наступних розрахунків було встановлено, що приведений момент інерції трансмісії, що працює на 4-й передачі, склав $61,53 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, на 5-й – $47,98 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, на 6-й – $42,47 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, а також отримані значення ефективного крутного моменту двигуна, ефективної потужності двигуна та миттєвого ККД трансмісії, при розгоні на 4-й, 5-й та 6-й передачах. Значення величини моменту сухого тертя K_0 становлять: на 4-й передачі – $215,65 \text{ Нм}$, на 5-й – $306,74 \text{ Нм}$, на 6-й – $206,14 \text{ Нм}$. Значення коефіцієнта пропорційності між моментом в'язкого тертя та кутовою швидкістю вихідного вала трансмісії K_1 склали: на 4-й передачі – $58,28 \text{ Нм}\cdot\text{с}$, на 5-й – $12,99 \text{ Нм}\cdot\text{с}$, на 6-й – $19,50 \text{ Нм}\cdot\text{с}$.

Максимальні значення ефективного крутного моменту та ефективної потужності двигуна, що витрачено на розгін трансмісії, досягнуті не були. Це може пояснюватися неповним використанням потужності двигуна (коефіцієнт використання потужності двигуна менше 1). Найбільші значення миттєвого ККД трансмісії були отримані на початку розгону трансмісії.

Максимальні значення ефективної потужності двигуна при розгоні трансмісії склали: $4,9\text{--}5,5 \text{ кВт}$ – на 4-й передачі; $4,1\text{--}5,2 \text{ кВт}$ – на 5-й передачі; $9,2\text{--}10,9 \text{ кВт}$ – на 6-й передачі. Максимальні значення ефективного крутного моменту двигуна при розгоні трансмісії склали: $17,5\text{--}30,9 \text{ Нм}$ – на 4-й передачі; $18,4\text{--}20,7 \text{ Нм}$ – на 5-й передачі; $35,2\text{--}43,5 \text{ Нм}$ – на 6-й передачі. Максимальні значення миттєвого ККД трансмісії при розгоні склали: $0,60\text{--}0,85$ – на 4-й передачі; $0,57\text{--}0,61$ – на 5-й передачі; $0,62\text{--}0,70$ – на 6-й передачі.

На рис. 5 наведений графік залежності миттєвого ККД трансмісії від кутової швидкості ведучих коліс при розгоні на 6-й передачі.

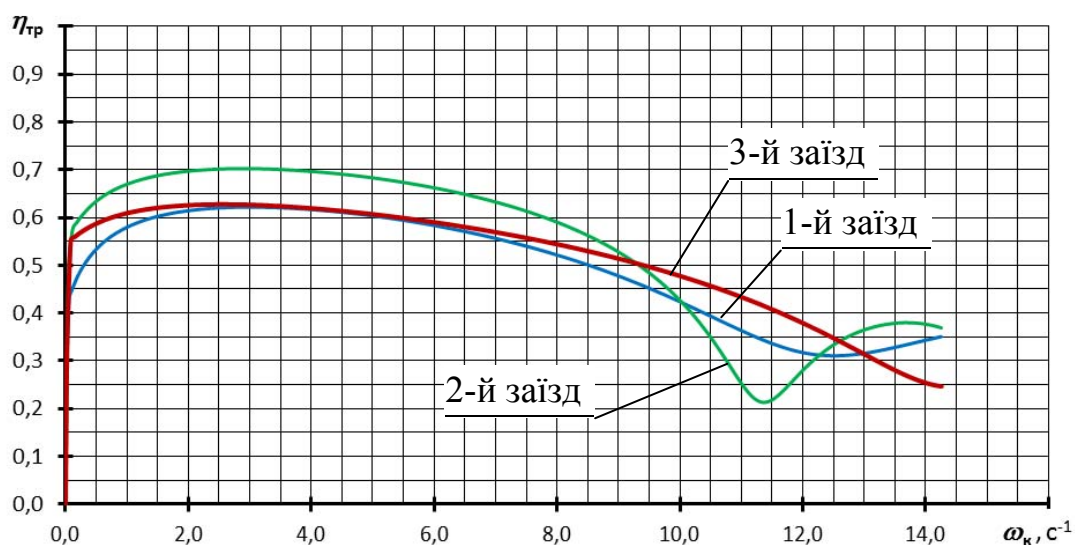


Рисунок 5 – Графік залежності миттєвого ККД трансмісії трактора ХТЗ-3512 від кутової швидкості ведучих коліс при роботі на 6-й передачі

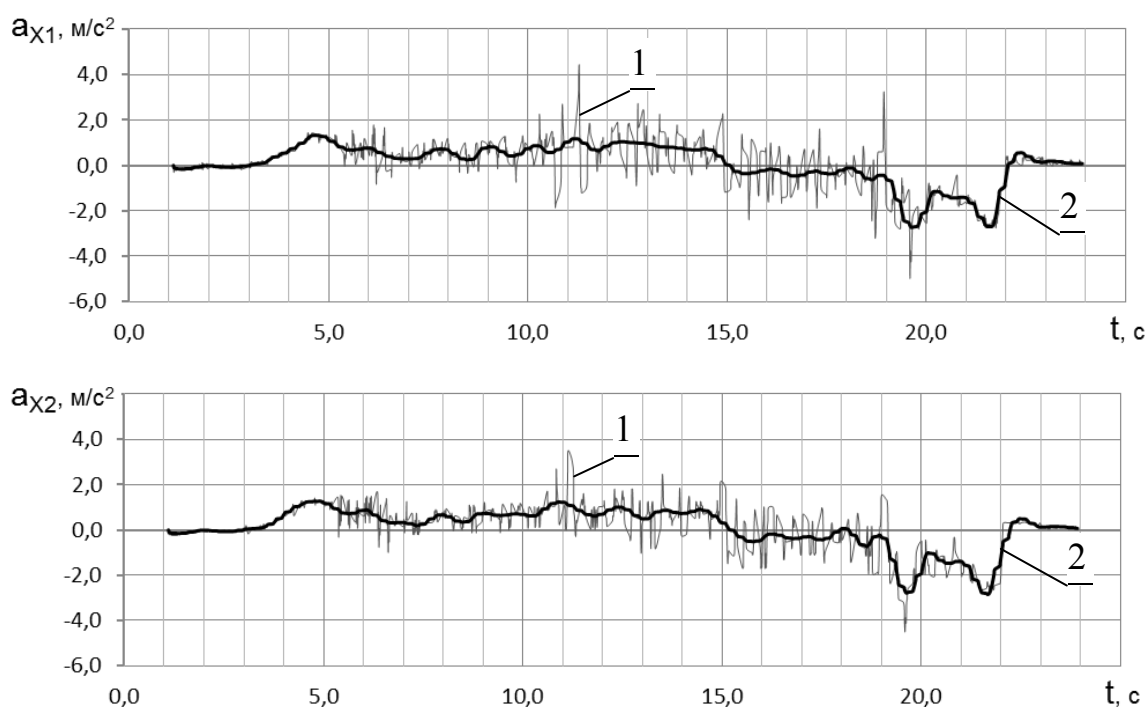
Таким чином, проведені експериментальні дослідження підтвердили можливість використання методу парціальних прискорень і вимірювального комплексу з безконтактними чутливими елементами (оптоелектронними датчиками) для оцінки в експлуатаційних умовах технічного стану трансмісії.

При визначенні тягових показників трактора ХТЗ-3512 проводилися вимірювання параметрів руху трактора інерційними чутливими елементами (акселерометрами), що входять до складу сертифікованого переносного реєстраційно-вимірювального комплексу (ПРВК) «ВДВММ 4-001» для випробувань мобільних машин та їхніх елементів. Для визначення тягових показників трактора розраховувалися наступні величини: зусилля на гаку; потужність на гаку; ефективна потужність двигуна, що передана трансмісії; миттєвий тяговий ККД трактора. Зняття даних (лінійних прискорень трактора) здійснювалося одночасно із двох акселерометрів, що дозволило підвищити точність виміру за рахунок усереднення отриманих значень.

Датчики лінійних прискорень були жорстко закріплені в кабіні трактора (позаду місця оператора), там же знаходився обчислювальний блок. Під час експерименту трактор здійснював розгін на горизонтальній асфальтобетонній ділянці дороги за прямолінійною траєкторією з місця до максимальної швидкості руху. Далі, після стабілізації швидкості, відбувалося вимикання муфти зчеплення та здійснювався вибіг до повної зупинки трактора. Випробування проводилися на 2–6-й передачах переднього ходу. Для кожної передачі виконувалися три заїзди.

На рис. 6 наведені результати, вимірювань двома датчиками поздовжнього прискорення трактора ХТЗ-3512 при розгоні та вибігу в одному

із заїздів на 6-й передачі, а також результати їхньої фільтрації за допомогою фільтру Баттерворта.



1 – результат вимірювань; 2 – результат фільтрації вимірюваних значень
Рисунок 6 – Поздовжні прискорення досліджуваного трактора, що рухається на 6-й передачі (заїзд G.10-52-44), які отримані із двох датчиків

На рис. 7 наведені графіки залежності від часу лінійної швидкості руху, що розвив трактор у трьох заїздах при розгоні на 6-й передачі. Значення швидкості були отримані шляхом інтегрування значень поздовжніх прискорень в інтервалах часу 0,01 с.

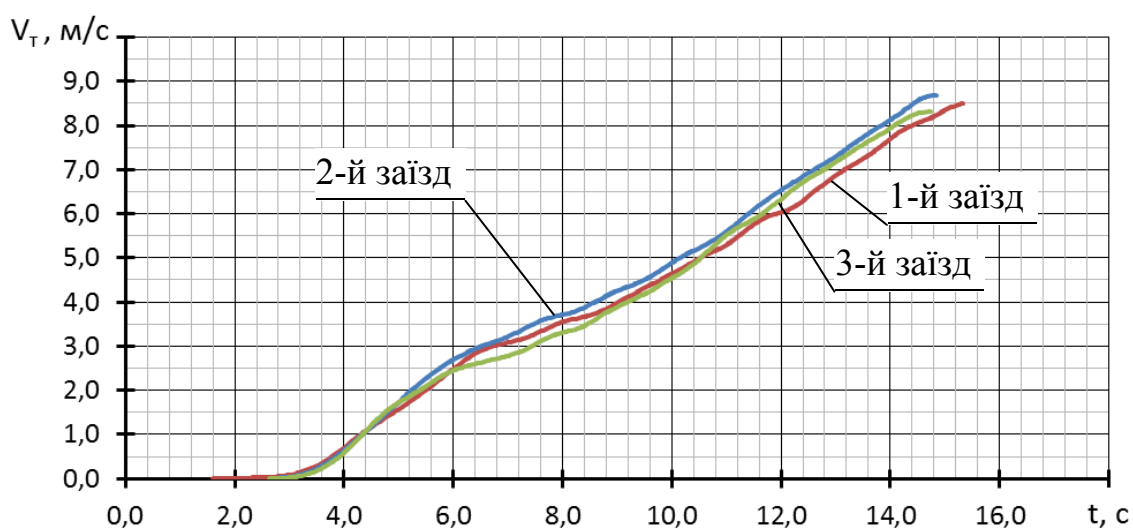


Рисунок 7 – Графіки значень лінійної швидкості досліджуваного трактора при розгоні на 6-й передачі

У результаті проведених розрахунків було встановлено наступне: максимальні значення різних тягових показників, що отримані в одному заїзді, відповідають різним значенням швидкості руху; максимальне зусилля на гаку по результатах всіх заїздів, яке склало 2,27–6,50 кН, було реалізовано на невеликих швидкостях руху – 2,19–6,51 км/год незважаючи на те, на якій передачі рухався трактор; максимальна потужність на гаку знаходиться в межах 3,03–17,19 кВт; максимальна ефективна потужність, що була передана трансмісії та реалізована по зчепленню коліс з дорогою, знаходиться в межах 8,31–24,61 кВт; значення тягового ККД при створеному максимальному зусиллі на гаку коливається в межах 0,298–0,794.

На рис. 8–11 наведені результати визначення ефективної потужності двигуна, потужності на гаку, зусилля на гаку та тягового ККД при розгоні трактора на 6-й передачі (G.10-40-01 – 1-й заїзд, G.10-47-28 – 2-й заїзд, G.10-52-44 – 3-й заїзд).

Різке падіння значень досліджуваних параметрів наприкінці процесу розгону пояснюється тим, що запас ефективної потужності двигуна, який використовувався при розгоні трактора та міг бути вжитим для створення зусилля на гаку в сталому режимі руху, перестав бути затребуваним.

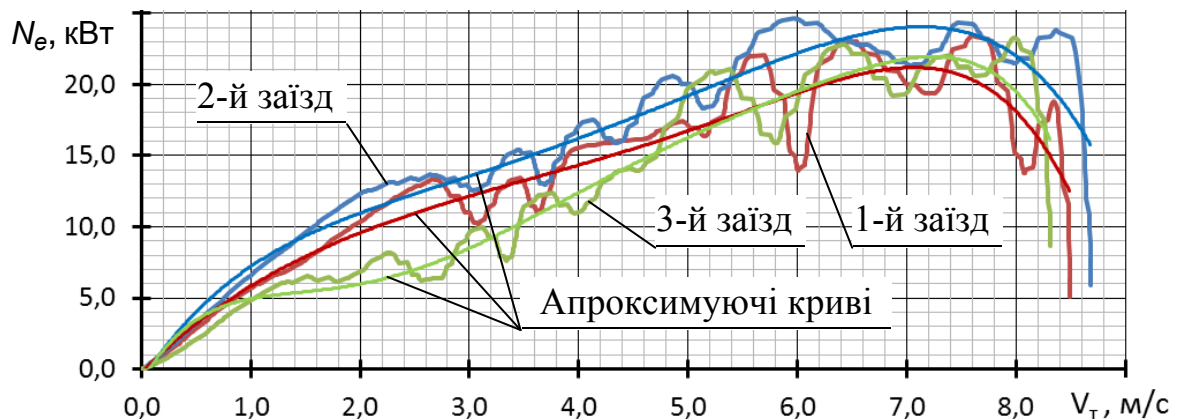


Рисунок 8 – Графіки функції $N_e(V_T)$ при розгоні на 6-й передачі та їхні апроксимуючі залежності

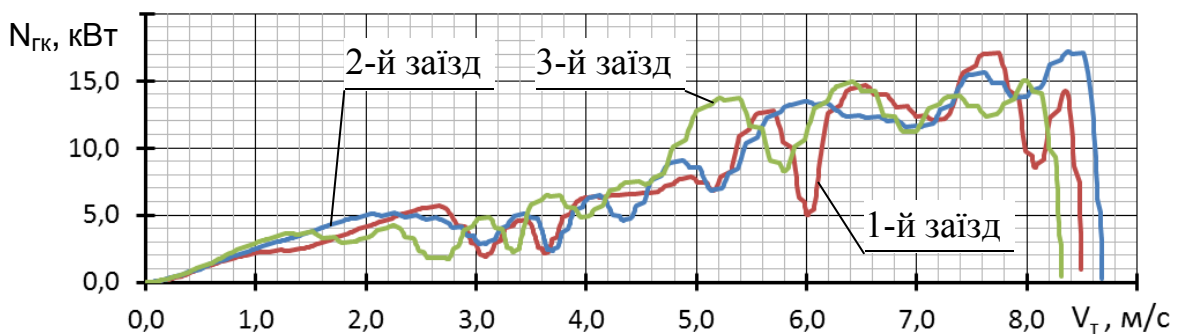


Рисунок 9 – Графіки залежності потужності на гаку від лінійної швидкості трактора при розгоні на 6-й передачі

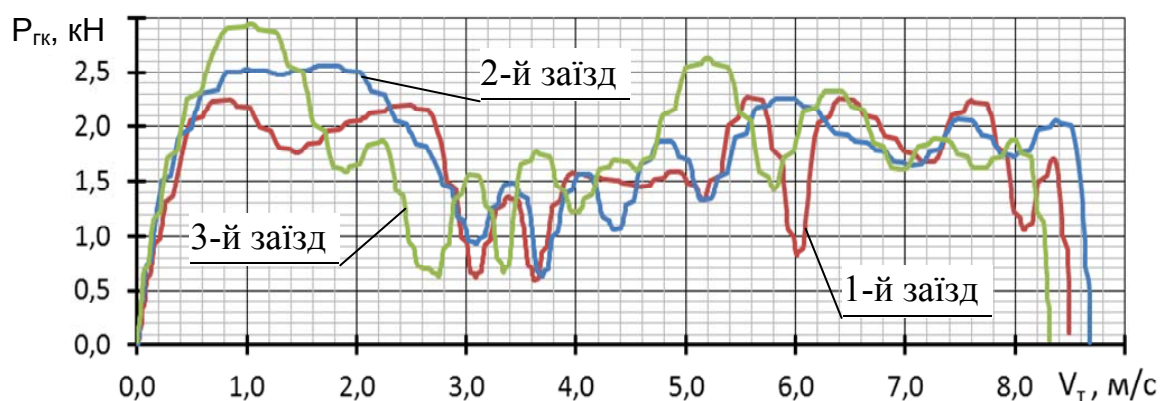


Рисунок 10 – Графіки залежності зусилля на гаку від лінійної швидкості трактора при розгоні на 6-й передачі

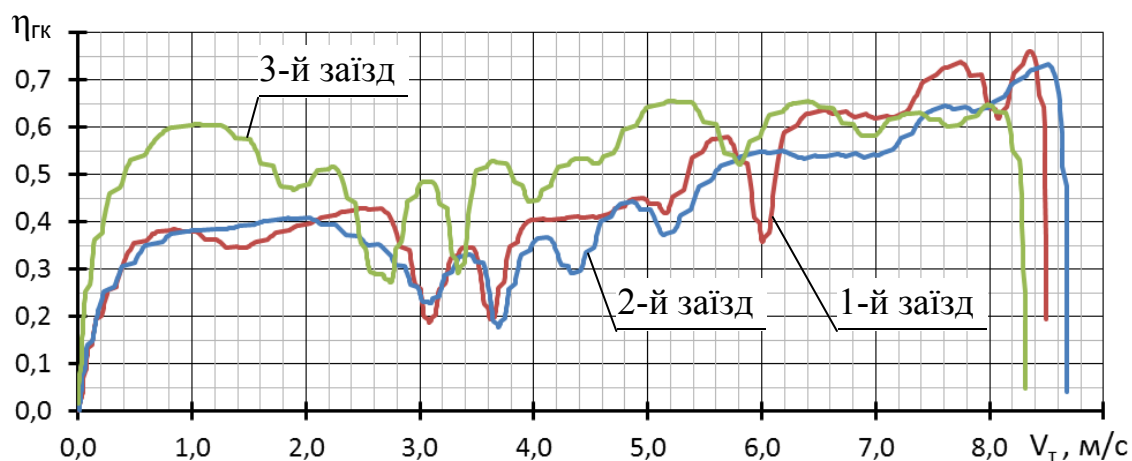


Рисунок 11 – Графіки залежності миттєвого тягового ККД від лінійної швидкості трактора при розгоні на 6-й передачі

Середнє арифметичне значення погрішності визначення переданої трансмісії ефективної потужності двигуна в порівнянні з розрахунком максимальних значень ефективної потужності двигуна (з урахуванням коефіцієнта її використання) по формулі С. Р. Лейдермана склало 19,84% на 2-й передачі та 13,78% на 6-й передачі.

Таким чином, проведені експериментальні дослідження підтвердили можливість використання методу парціальних прискорень і трикоординатних датчиків прискорення (акселерометрів) для визначення тягових показників трактора за динамікою його розгону.

У шостому розділі проведено дослідження впливу параметрів трансмісії на величину її маси, приведеного моменту інерції та ККД. Вибір раціональних параметрів трансмісії транспортно-тягових машин неможливий без розробки динамічної та математичної моделей, що враховують дисипативні, динамічні та пружні втрати енергії двигуна. Зниження значень маси трансмісії транспортно-тягових машин підвищує їхні техніко-економічні показники в цілому. Зниження приведенного моменту інерції передачі зменшує динамічні втрати енергії в трансмісії. Пружні втрати залежать від діаметрів валів і довжин їхніх ділянок

між зубчастими парами, що беруть участь у передачі крутного моменту двигуна. Отже, вже на стадії проектування необхідно прагнути закладати таку конструкцію трансмісії, яка б забезпечувала (наскільки це можливо) мінімальні значення її маси та приведених моментів інерції та при цьому також дозволяла знизити пружні втрати в трансмісії.

Для визначення можливості рішення зазначеної задачі було проведене дослідження впливу розподілу передаточних чисел по ступенях трансмісії на величину маси та приведенного моменту інерції передачі. Визначено, що вибір варіанта розподілу передаточних чисел впливає на величину маси та приведенного моменту інерції передачі. Для різного числа ступенів передачі максимальне збільшення значень питомого показника маси склало 46–57%, а максимальне збільшення значень питомого показника приведенного моменту інерції – 64–66%. Це означає, що на стадії попереднього проектування необхідно враховувати вплив на зазначені показники розподілу передаточних чисел по ступенях передачі. На підставі отриманих результатів була запропонована залежність, що дозволяє робити раціональний розподіл передаточних чисел по ступенях передачі в залежності від кількості ступенів і загального передаточного числа. Використання цієї залежності дозволяє на етапі попереднього проектування при виборі параметрів трансмісії проводити комп'ютерне моделювання в напівавтоматичному режимі.

Проведене математичне моделювання існуючого варіанта розподілу передаточних чисел трансмісії трактора ХТЗ-3512 і варіантів розподілу за умовою зниження маси та приведенного моменту інерції її зубчастих коліс показало, що поліпшення цих показників можливо, результати розрахунків наведені в табл. 1. При моделюванні враховувалися неминучі конструктивні обмеження. Результати цих розрахунків були також використані при визначенні впливу розподілу передаточних чисел трансмісії трактора ХТЗ-3512 на її ККД.

Для моделювання етапу розгону трактора були взяті значення ефективної потужності, що розвиває двигун, і лінійної швидкості, які були отримані в результаті експериментальних досліджень тягових характеристик трактора ХТЗ-3512. Ці дані дозволили визначити кутове прискорення ведучих коліс і крутний момент двигуна, що розвиває трактор на 4–6 передачах. Для розрахунку дисипативного ККД були використані величини K_0 та K_1 , що також отримані в результаті експериментальних досліджень технічних характеристик 4–6 передач трансмісії трактора ХТЗ-3512.

Середні арифметичні значення миттєвого динамічного ККД трансмісії при розгоні трактора ХТЗ-3512 склали: 0,465 – на 4-й передачі, 0,623 – на 5-й передачі та 0,819 – на 6-й передачі.

Розрахунок миттєвого динамічного ККД за іншими варіантами розподілу передаточних чисел трансмісії показав, що середнє арифметичне значення відносного збільшення миттєвого динамічного ККД для 4–6 передач склало: (1,05–0,26)% – для розподілу передаточних чисел за умовою зниження маси зубчастих пар трансмісії, (1,72–0,46) % – для розподілу передаточних чисел за

умовою зниження приведенного моменту інерції її передач. Незначний вииграш пояснюється тим, що приведений момент інерції маховика двигуна значно більше, ніж приведений момент інерції передач трансмісії. При зупинках трактора (автомобіля) без вимикання двигуна (з вимиканням зчеплення) зниження приведенного моменту інерції дозволяє зменшити навантаження на гальмівний механізм і скоротити гальмівний шлях.

Таблиця 1 – Порівняння значень приведених моментів інерції та маси, що отримані для існуючого варіанта розподілу передаточних чисел по ступенях трансмісії трактора ХТЗ-3512 з варіантами, які отримані за умовою зниження маси та приведених моментів інерції 1–6 передач

Передача	$u_{\text{заг}}$	V , км/ГОД	Розподіл, що існує			Розподіл за умовою зниження маси зубчастих пар			
			$I_{\text{пр}},$ кг·м ²	$\Delta I_{\text{пр}},$ кг·м ²	$\Sigma I_{\text{пр}},$ кг·м ²	$I_{\text{пр}},$ кг·м ²	$\Delta I_{\text{пр}},$ кг·м ²	$\Sigma I_{\text{пр}},$ кг·м ²	відносна зміна
1-ша упов.	488,65	1,37	715,58	1548,00	2263,58	631,35	2681,58	3312,92	46,4%
2-га упов.	221,66	3,01	175,81	318,71	494,53	157,93	551,95	709,89	43,5%
1-ша	152,12	4,39	121,42	56,18	177,59	103,56	30,22	133,78	−24,7%
2-га	93,13	7,16	70,79	25,83	96,61	62,56	14,51	77,07	−20,2%
3-тя	69,00	9,67	53,55	15,71	69,26	49,33	8,69	58,02	−16,2%
4-та	50,58	13,19	49,47	12,91	62,38	45,28	7,81	53,09	−14,9%
5-та	42,25	15,79	43,13	9,47	52,59	40,89	5,46	46,35	−11,9%
6-та	22,94	29,08	38,74	6,81	45,55	37,33	4,08	41,41	−9,1%
Загальна маса, кг			149,72			140,98			−5,8%

Передача	$u_{\text{заг}}$	V , км/ГОД	Розподіл за умовою зниження середнього арифметичного значення приведених моментів інерції 1–6 передач			
			$I_{\text{пр}},$ кг·м ²	$\Delta I_{\text{пр}},$ кг·м ²	$\Sigma I_{\text{пр}},$ кг·м ²	відносна зміна
1-ша упов.	488,65	1,37	642,66	5451,59	6094,25	169,2%
2-га упов.	221,66	3,01	159,93	1121,97	1281,90	159,2%
1-ша	152,12	4,39	99,87	17,99	117,85	−33,6%
2-га	93,13	7,16	59,85	8,36	68,21	−29,4%
3-тя	69,00	9,67	48,23	4,55	52,79	−23,8%
4-та	50,58	13,19	42,96	4,27	47,22	−24,3%
5-та	42,25	15,79	40,00	2,57	42,57	−19,1%
6-та	22,94	29,08	36,52	1,73	38,25	−16,0%
Загальна маса, кг			164,14			9,63%

Середні арифметичні значення миттєвого пружного ККД трансмісії при розгоні трактора ХТЗ-3512 на всіх досліджуваних передачах склали – 0,997. Вибір варіанта розподілу передаточних чисел по ступенях трансмісії (за

умовою зниження її маси або середнього арифметичного значення приведених моментів інерції 1–6 передач) практично не впливає як на середнє арифметичне значення миттєвого, так і на величину циклового пружного ККД передач. Максимальне відносне збільшення миттєвого пружного ККД для 4–6 передач склало: (0,70–10)% – для розподілу передаточних чисел за умовою зниження маси зубчастих пар трансмісії, (1,23–17,1)% – для розподілу передаточних чисел за умовою зниження приведенного моменту інерції її передач.

Аналіз рівняння для визначення циклового пружного ККД показав, що при настанні резонансу коливань, що виникає при рівності кругової частоти коливань крутного моменту двигуна ω_M (моменту, що збурює) та кругової частоти k власних коливань трансмісії, величина коефіцієнта втрат прямує до нескінченності. Отже, величина циклового пружного ККД прямує до нуля, тобто передача енергії від двигуна до вихідного вала трансмісії припиняється. Природа виникнення циклових пружних втрат обумовлена появою відбитої пружної хвилі в трансмісії, що створює опір передачі енергії від двигуна до вихідного валу. Було визначено, що за умови використання ДВЗ із числом циліндрів, яке не перевищує три, потрібно проектувати трансмісію таким чином, щоб кругова частота її власних коливань k була менше кругової частоти ω_M , що збурює. Якщо число циліндрів дорівнює 4 або більше, k повинне бути більше ω_M .

Середні арифметичні значення миттєвого дисипативного ККД трансмісії при розгоні трактора ХТЗ-3512 склали: 0,895 – на 4-й передачі, 0,879 – на 5-й передачі та 0,838 – на 6-й передачі. Середні арифметичні значення миттєвого ККД трансмісії при розгоні трактора ХТЗ-3512 склали: 0,358 – на 4-й передачі, 0,499 – на 5-й передачі та 0,655 – на 6-й передачі.

ВИСНОВКИ

У результаті проведеного дослідження запропонована концепція підвищення функціональної стабільності моторно-трансмісійних установок транспортно-тягових машин, що передбачає використання універсального показника технічного стану зазначених установок, пропонує шляхи його підвищення на етапах попереднього проектування та ремонту з модернізацією.

1. Проведений аналіз результатів відомих наукових досліджень показав відсутність системного підходу до формування критеріїв оцінки та визначення напрямків підвищення функціональної стабільності моторно-трансмісійних установок транспортно-тягових машин. Комплексним критерієм оцінки функціональної стабільності може слугувати коефіцієнт корисної дії зазначених об'єктів, однак методологія його визначення досліджена недостатньо.

2. У результаті проведеного дослідження доведено, що використання миттєвого ККД трансмісії можливо тільки в режимі розгону транспортно-тягової машини, що супроводжується монотонним зростанням кутової

швидкості валів. У сталому режимі руху машини або при її розгоні, що супроводжується коливаннями кутової швидкості валів, варто використовувати тільки цикловий ККД трансмісії.

3. Отримані аналітичні вираження дозволили уточнити взаємозв'язок загального ККД трансмісії з його компонентами, що враховують не тільки дисипативні, але і динамічні та пружні втрати в трансмісії. Визначено взаємозв'язок динамічного ККД трансмісії автомобіля з коефіцієнтом врахування обертових мас двигуна та трансмісії, а також коефіцієнтами динамічності та прийомистості автомобіля. Уведений показник – пружний ККД трансмісії дозволяє враховувати втрати потужності та енергії двигуна на закручування валів при різкому збільшенні навантаження в трансмісії. Визначено критичну швидкість збільшення крутного моменту двигуна за умовою усталеної роботи трансмісії.

4. Запропоновано заснований на методі парціальних прискорень розрахунково-експериментальний метод визначення тягових показників тракторів. Даний метод дає можливість за результатами розгону трактора на дорозі із твердим покриттям проводити оцінку зазначених показників при роботі з різним набором знарядь у польових умовах. Це дозволяє скоротити витрати часу на випробування та доведення машини в заводських умовах.

5. Запропонована математична модель зміни крутного моменту ДВЗ дозволила визначити вплив числа циліндрів і нерівномірності крутного моменту на нерівномірність обертання колінчастого вала. У міру наближення кругової частоти коливань індикаторного крутного моменту до значення кругової частоти власних (вільних) коливань вхідного вала трансмісії відбувається зменшення індикаторної та ефективної потужності, а також ефективного моменту двигуна.

6. Отримано аналітичне вираження, що дозволяє на стадії проектування вибирати коефіцієнт запасу муфти зчеплення транспортно-тягових машин з урахуванням числа циліндрів ДВЗ, нерівномірності крутного моменту двигуна та приведених до нього моментів інерції машини, на якій установлений цей двигун. Визначено, що зі збільшенням числа циліндрів двигуна та його приведенного моменту інерції відбувається зменшення необхідного коефіцієнта запасу муфти зчеплення. Вибір коефіцієнта запасу муфти зчеплення повинен здійснюватися для найменшого значення передаточного числа трансмісії, оскільки в цьому випадку потрібне найбільше значення зазначеного коефіцієнта.

7. Підвищення стабільності значень коефіцієнта запасу муфти зчеплення при зношуванні її фрикційних поверхонь у процесі експлуатації можливо або за рахунок зниження сумарної жорсткості периферійних циліндричних гвинтових натискних пружин, або за рахунок застосування діафрагмових натискних пружин. При ремонті з модернізацією існуючих конструкцій зчеплення можлива заміна одинарних периферійних пружин подвійними. На прикладі муфти зчеплення трактора класу 6 кН показано, що заміна одинарних

натискних пружин подвійними дозволяє підвищити коефіцієнт запасу на 5% при сумарному зношуванні двох поверхонь тертя на 3,0 мм.

8. Отримані вираження для визначення миттєвого та циклового дисипативних ККД демпфера крутильних коливань зчеплення дозволяють більш точно здійснювати моделювання втрат енергії двигуна при роботі моторно-трансмісійних установок транспортно-тягових машин.

9. Розроблені методи визначення потужностних показників двигуна та втрат потужності в трансмісії, засновані на методі парціальних прискорень, дозволяють здійснювати діагностування моторно-трансмісійних установок транспортно-тягових машин в експлуатаційних умовах та на складальних конвеєрах заводів з виробництва та капітального ремонту цих машин.

10. Проведені експериментальні дослідження підтвердили можливість використання методу парціальних прискорень і вимірювального комплексу з безконтактними чутливими елементами (оптоелектронними датчиками) для оцінки в експлуатаційних умовах технічного стану трансмісії трактора (автомобіля) і трикоординатних датчиків прискорення (акселерометрів) для визначення тягових показників трактора за динамікою його розгону. Отримані експериментальні дані дозволили провести ідентифікацію математичної моделі трансмісії трактора ХТЗ-3512.

11. Отримано варіанти раціонального розподілу передаточних чисел зубчастих пар трансмісії трактора ХТЗ-3512 за критеріями зниження сумарної маси зубчастих коліс і приведенного моменту інерції 1–6 передач. При визначенні ККД 4–6 передач трансмісії трактора з'ясувалося, що вибір варіанта розподілу передаточних чисел по ступенях трансмісії (за зазначеними критеріями) практично не впливає як на середнє арифметичне значення миттєвого, так і на величину циклового пружного ККД передачі, але дозволяє підвищити середнє значення миттєвого динамічного ККД до 1,7% і значення миттєвого ККД трансмісії, що враховує всі втрати, до 2,7%.

12. При використанні ДВЗ із числом циліндрів $i_{\text{ц}} \leq 3$ потрібно проектувати трансмісію таким чином, щоб кругова частота її власних коливань k була менше кругової частоти коливань ω_M , що збурюють, тобто трансмісія повинна працювати в зарезонансній зоні, а при $i_{\text{ц}} \geq 4$ k повинне бути більше ω_M , тобто – у дорезонансній зоні.

ПЕРЕЛІК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Квалиметрия, стандартизация и унификация тормозного управления колесных машин / М.А. Подригало, В.П. Волков, Д.В. Абрамов, М.В. Байцур, В.А. Павленко, Н.М. Подригало, Ю.В. Тарасов, В.Л. Файст / Под ред. М.А. Подригало. – Х.: ХНАДУ, 2007. – 446 с.

2. Динамічні властивості й стабільність функціонування автотранспортних засобів: монографія / Д.В. Абрамов, Н.М. Подригало, М.А. Подригало, О.С. Полянський, В.Л. Файст. – Х.: ХНАДУ, 2014. – 204 с.

3. Подригало Н.М. Выбор рациональной структуры и параметров бортовой передачи колесной машины / Н.М. Подригало // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – Х.: ХНАДУ, 2002. – № 9. – С. 59–61.

4. Подригало Н.М. Минимальный момент инерции трансмиссии при равной долговечности зубчатых пар / Н.М. Подригало // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – Х.: ХНАДУ, 2003. – № 12. – С. 20–22.

5. Подригало Н.М. Методика выбора рациональных структуры и параметров зубчатой цилиндрической бортовой передачи трактора / Н.М. Подригало // Вісник НТУ «ХП»: зб. наук. пр. Тематичний випуск: Автомобіле- та тракторобудування. – 2005. – № 10. – С. 55–58.

6. Подригало Н.М. Усовершенствование алгоритма проектирования зубчатой пары в графическом пакете Autodesk Inventor / Н.М. Подригало // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – 2011. – Вып. 29. – С. 38–40.

7. Подригало Н.М. Коэффициент полезного действия трансмиссии транспортно-тяговых машин / Н.М. Подригало // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві. – 2012. – Вип. 122. – С. 132–137.

8. Подригало Н.М. Влияние неравномерности крутящего момента на КПД автотракторных двигателей / Н.М. Подригало // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва. – 2012. – Т. 2, Вип. 124. – С. 118–126.

9. Подригало Н.М. Динамический коэффициент полезного действия трансмиссии автомобиля / Н.М. Подригало // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – 2012. – Вып. 35. – С. 6–9.

10. Подригало Н.М. Параметры динамического нагружения трансмиссий тягово-транспортных машин / Н.М. Подригало // Збірник наукових праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво. – Полтава: ПолтНТУ, 2013. – Вип. 1 (46). – С. 101–105.

11. Подригало Н.М. Влияние неравномерности крутящего момента на динамические и мощностные показатели двигателей внутреннего сгорания колесных машин / Н.М. Подригало // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – 2013. – Вып. 38. – С. 18–24.

12. Подригало Н.М. Оценка влияния точности изготовления зубчатой пары на ее передаточное отношение / Н.М. Подригало // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета: сб. науч. тр. – 2013. – Вып. 61–62. – С. 205–209.

13. Подригало Н.М. Выбор коэффициента запаса автотракторной муфты сцепления с учетом неравномерности крутящего момента двигателя / Н.М. Подригало // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – 2013. – Вип. 142/2013. – С. 40–43.

14. Подригало Н.М. Повышение стабильности значений коэффициента запаса муфты сцепления мобильных машин / Н.М. Подригало // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – 2013. – Вып. 40. – С. 17–23.

15. Подригало Н.М. Выбор распределения передаточных чисел зубчатой передачи по критерию минимума приведенного к ведущим колесам момента инерции / Н.М. Подригало // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – 2014. – Вып. 46 – С. 18–23.

16. Подригало Н.М. Влияние упругих и инерционных звеньев на КПД трансмиссии транспортно-тяговых машин / Н.М. Подригало // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – Х.: ХНАДУ, 2015. – Вып. 36. – С. 93–98.

17. Подригало М.А. Влияние неравномерности крутящего момента двигателя внутреннего сгорания на энергетическую экономичность колесных транспортных средств / М.А. Подригало, А.С. Полянский, Н.М. Подригало, Д.В. Абрамов // Залізничний транспорт України: науково-практичний журнал. – 2015. – №6 (115). – С. 40–46.

18. Подригало М.А. Мощность и КПД при разгоне автомобиля / М.А. Подригало, Н.М. Подригало, В.Л. Файст // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Серія: Тракторна енергетика в рослинництві. – 2007. – Вип. 60. – С. 155–164.

19. Абдулгасис У.А. Метод определения мощности двигателя и КПД трансмиссии на конвейере сборки автомобилей / У.А. Абдулгасис, А.У. Абдулгасис, М.А. Подригало, Н.М. Подригало // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – 2012. – Вып. 36. – С. 6–8.

20. Артемов Н.П. Алгоритмы экспериментального определения реализуемой мощности двигателя мобильной машины при выполнении технологической операции / Н.П. Артемов, Н.М. Подригало // Вісник НТУ «ХП»: зб.наук.пр. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – 2012. – №60(966). – С. 17–24.

21. Полянский А.С. Метод определения мощности двигателя и КПД трансмиссии автомобиля при измерении угловой скорости на любом валу трансмиссии / А.С. Полянский, Н.М. Подригало, Р.И. Топчий // Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України. – 2014. – Вип. 1(23). – С. 50–56.

22. Подригало М.А. Полезная работа и КПД автомобиля. Одно уточнение / М.А. Подригало, Н.М. Подригало // Автомобильная промышленность. – 2007. – №8. – С. 19–21.

23. Подригало М.А. Мощность двигателя и КПД автомобиля при его разгоне / М. А. Подригало, Н.М. Подригало, В.Л. Файст // Автомобильная промышленность. – 2008. – №8. – С. 12–16.

24. Абдулгасис У. Метод диагностирования технического состояния двигателя и трансмиссии / У. Абдулгасис, А. Абдулгасис, М. Подригало,

Н. Подригало, А. Полянский // MOTROL commission of motorization and energetics in agriculture. An international journal on operation of farm and argy-food industry machinery. – Lublin, Simferopol, Mykolayiv, Kiev, Lviv, Rzeszow, 2012. – Vol. 14, №1. – P. 37–42.

25. Подригало Н. Экспериментальное определение тяговых показателей тракторов по динамике их разгона / Н. Подригало, Н. Артемов // MOTROL commission of motorization and energetics in agriculture. An international journal on operation of farm and argy-food industry machinery. – Lublin, Rzeszow, 2014. – Vol. 16, №7. – P. 47–51.

26. Пат. 69235 Україна, МПК G01L 3/ 24 G01M 17/ 00. Спосіб визначення ефективного крутного моменту та ефективної потужності двигуна автомобіля / Подригало Н.М., Плетньов В.М., Абдулгасіс У.А., Абдулгасіс А.У., Полянський О.С., Подригало М.А.; заявники та патентоутримувачі: Подригало Н.М., Плетньов В.М., Абдулгасіс У.А., Абдулгасіс А.У., Полянський О.С., Подригало М.А. – № у 2011 11448; заявл. 28.09.11; опубл. 25.04.2012. Бюл. №8.

27. Пат. 77838 Україна, МПК G01M 17/ 00 Спосіб визначення ефективного крутного моменту та ефективної потужності двигуна автомобіля / Подригало Н.М., Абдулгасіс У.А., Абдулгасіс А.У., Подригало М.А.; заявники та патентоутримувачі: Подригало Н.М., Абдулгасіс У.А., Абдулгасіс А.У., Подригало М.А. – № у 2012 10764; заявл. 14.09.12; опубл. 25.02.2013. Бюл. №4.

28. Подригало Н.М. Моделирование работы двигателя внутреннего сгорания с учетом неравномерности крутящего момента / Н.М. Подригало // Проблеми підвищення рівня безпеки, комфорту та культури дорожнього руху: матеріали III Міжнар. наук.-практ. конф., 16–17 квітня 2013 р. – Х.: ХНАДУ, 2013. – С. 169–170.

29. Подригало Н.М. Упругий КПД трансмісії автомобілей / Н.М. Подригало // Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту: матеріали VI Міжнар. наук.-практ. конф., 21–23 жовтня 2013 р. – Вінниця: ВНТУ, 2013. – С. 91–92.

30. Подригало Н.М. Экспериментальное исследование параметров трансмісії трактора ХТЗ-3512 методом парциальных ускорений / Н.М. Подригало, М.В. Байцур, В.В. Федченко, В.С. Шеин // Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту Матеріали VIII Міжнар. наук.-практ. конф.: тези доповідей, 19–21 жовтня 2015 р. – Вінниця: ВНТУ, 2015. – С. 189–191.

31. Подригало Н.М. Определение коэффициента полезного действия трансмісії транспортно-тяговых машин / Н.М. Подригало // Новітні технології – для захисту повітряного простору: восьма наукова конференція Харківського університету Повітряних сил імені Івана Кожедуба: тези доповідей. 18–19 квітня 2012 р. – Х.: ХУПС ім. І. Кожедуба, 2012. – С. 223–224.

32. Подригало М.А. Применение метода парциальных ускорений для диагностирования моторно-трансмиссионной установки транспортно-тяговых машин / М.А. Подригало, Н.М. Подригало, А.С. Полянский, А.У. Абдулгасис,

У.А. Абдулгасис // Актуальні проблеми технічного забезпечення внутрішніх військ МВС України: матеріали наук.-практ. семінару, 25 квітня 2012 р. – Х.: АБВ МВС України, 2012. – С. 34.

33. Подригало Н.М. Влияние точности изготовления зубчатых колес на неравномерность вращения ведомого вала передачи / Н.М. Подригало // Новітні технології – для захисту повітряного простору: дев'ята наукова конференція Харківського університету Повітряних Сил імені Івана Кожедуба: тези доповідей, 17–18 квітня 2013 р. – Х.: ХУПС ім. І. Кожедуба, 2013. – С. 234.

34. Полянський О.С. Вплив нерівномірності крутного моменту на нерівномірність ефективної потужності двигуна внутрішнього згоряння / О.С. Полянський, Н.М. Подригало // Наукове забезпечення службово-бойової діяльності внутрішніх військ МВС України: збірник тез доповідей V наук.-практ. конф., 28 березня 2013 р. – Х.: АБВ МВС України, 2013. – С. 88–89.

35. Абрамов Д.В. Потери в упругих и инерционных звеньях и их учет в тяговом расчете автомобилей / Д.В.Абрамов, Н.М. Подригало // Актуальні питання розвитку, удосконалення та експлуатації озброєння та військової техніки у внутрішніх військах МВС України: матеріали наук.-практ. семінару, 28 листопада 2013 р. – Х.: АБВ МВС України, 2013. – С. 6–7.

36. Подригало Н.М. Выбор схемы распределения передаточных чисел трансмиссии по критерию минимума приведенного к ведущим колесам момента инерции / Н.М. Подригало // Новітні технології – для захисту повітряного простору: десята наукова конференція Харківського університету Повітряних Сил імені Івана Кожедуба: тези доповідей, 9–10 квітня 2014 р. – Х.: ХУПС ім. І. Кожедуба, 2014. – С. 211.

37. Подригало Н.М. Определение диссипативных потерь энергии в демпфере крутильных колебаний сцепления автомобилей / Н.М. Подригало // Новітні технології – для захисту повітряного простору: одинадцята наукова конференція Харківського університету Повітряних Сил імені Івана Кожедуба: тези доповідей, 08–09 квітня 2015 р. – Х.: ХУПС ім. І. Кожедуба, 2015. – С. 249–250.

АНОТАЦІЯ

Подригало Н. М. Концепція забезпечення ефективності і контролю функціональної стабільності моторно-трансмісійних установок транспортно-тягових засобів. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за фахом 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту. – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Міністерство освіти і науки України, Харків, 2016.

Дисертація присвячена рішенням наукової проблеми, пов'язаної із забезпеченням функціональної стабільності моторно-трансмісійних установок транспортно-тягових засобів у процесі експлуатації. Обрано критерій оцінки технічного стану моторно-трансмісійної установки – ККД. Запропоновано

новий підхід до визначення ККД трансмісії. Уведено новий показник – пружний ККД трансмісії.

Для оцінки функціональної стабільності моторно-трансмiсійних установок отримані розрахунково-експериментальні методи, засновані на методі парціальних прискорень. Експериментальна перевірка цих методів підтвердила можливість їхнього використання.

Проведено математичне моделювання нерівномірності роботи моторно-трансмiсійної установки в сталому режимі.

Досліджено вплив зміни параметрів трансмісії на величину її маси й приведеного моменту інерції. Проведено математичне моделювання існуючого варіанта розподілу передаточних чисел трансмісії трактора ХТЗ-3512 і варіантів їхнього розподілу за умовою зниження маси й приведеного моменту інерції її зубчастих коліс. Визначено вплив розподілу передаточних чисел трансмісії трактора ХТЗ-3512 на її ККД.

Практичне значення отриманих результатів полягає в розробці комплексу методичних вказівок по підвищенню ККД трансмісії транспортно-тягових машин на етапі проектування та методик проведення тягових випробувань із розгоном та вибігом на стенді та у дорожніх умовах.

Ключові слова: ККД, трансмісія, пружні властивості, динамічність, нерівномірність, частота коливаль, функціональна стабільність.

АННОТАЦИЯ

Подригало Н.М. Концепция обеспечения эффективности и контроля функциональной стабильности моторно-трансмиссионных установок транспортно-тяговых средств. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.22.20 – эксплуатация и ремонт средств транспорта. – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Министерство образования и науки Украины, Харьков, 2016.

Диссертация посвящена решению научной проблемы, связанной с обеспечением функциональной стабильности моторно-трансмиссионных установок транспортно-тяговых средств в процессе эксплуатации. Выбран критерий оценки технического состояния моторно-трансмиссионной установки – КПД, установлена его взаимосвязь с другими известными критериями. Предложен новый подход к определению КПД трансмиссии, как к системе с распределенными параметрами, в которой все силовые потери (на трение, на взбалтывание масла и разгон вращающихся масс) происходят одновременно. Введен новый показатель – упругий КПД трансмиссии, связанный с потерями энергии на закручивание валов при разгоне трансмиссии и в установившемся режиме движения.

Для определения тягового КПД трактора и КПД моторно-трансмиссионной установки разработаны расчетно-экспериментальные методы, основанные на методе парциальных ускорений. Эти методы предназначены для

оценки функциональной стабильности моторно-трансмиссионных установок. Экспериментальная проверка методов определения тягового КПД трактора по динамике его разгона и диагностирования технического состояния моторно-трансмиссионных установок транспортно-тяговых машин в эксплуатационных условиях подтвердила возможность их использования.

Для оценки влияния числа цилиндров двигателя, износа в процессе эксплуатации муфты сцепления, демпфера крутильных колебаний, упругих звеньев в трансмиссии и точности изготовления зубчатых пар на неравномерность вращения валов трансмиссии при работе в установившемся режиме проведено математическое моделирование неравномерности работы моторно-трансмиссионной установки.

Получены зависимости, позволяющие определять на этапе проектирования коэффициент запаса муфты сцепления, обеспечивающий ее функциональную стабильность при износе фрикционных накладок в процессе эксплуатации, и диссипативный КПД (мгновенный и цикловый) демпфера крутильных колебаний

Определено, что степень неравномерности вращения коленчатого вала ДВС оказывает существенное влияние на характер изменения индикаторной мощности и индикаторного крутящего момента.

Анализ учитывающих влияние упругих звеньев в трансмиссии зависимостей для определения индикаторной и эффективной мощности двигателя, а также эффективного крутящего момента показал, что приближение круговой частоты собственных колебаний выходного конца вала двигателя к частоте возмущающих колебаний приводит к уменьшению индикаторной мощности двигателя и, соответственно, снижению эффективных мощности и крутящего момента двигателя.

Исследование влияния параметров трансмиссии на величину ее массы, приведенного момента инерции, а, следовательно, и КПД показало, что для различного числа ступеней передачи максимальный размах значений удельного показателя массы составил 46–57%, а удельного показателя приведенного момента инерции – 64–66%.

Проведенное математическое моделирование существующего распределения передаточных чисел трансмиссии трактора ХТЗ-3512 и вариантов их распределения по условию снижения массы и приведенного момента инерции ее зубчатых колес показало, что улучшение этих показателей возможно. Эти результаты были также использованы при определении влияния варианта распределения передаточных чисел трансмиссии трактора ХТЗ-3512 на ее КПД.

Практическое значение полученных результатов состоит в разработке комплекса методических указаний по повышению КПД трансмиссии транспортно-тяговых машин на этапе проектирования и методик проведения тяговых испытаний с разгоном и выбегом на стенде и в дорожных условиях.

Ключевые слова: КПД, трансмиссия, упругие свойства, динамичность, неравномерность, частота колебаний, функциональная стабильность.

ABSTRACT

Podrigalo N. Conception of performance engineering and control of motor transaxle functional stability of transport hauling equipment. – Manuscript.

Thesis for a Doctor Degree in Technical Sciences: specialty 05.22.20 – Operation and Repair of Vehicles. – Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Sciences of Ukraine, Kharkiv, 2016.

The thesis is devoted to the solution of a scientific problem connected with motor transaxle functional stability of transport hauling equipment during its performance. Coefficient of efficiency is chosen as an estimation criterion of a motor transaxle technical state. A new approach to determine transaxle efficiency is offered. A new parameter, an elastic efficiency of transmission, is introduced.

To estimate motor transaxle functional stability, the experiment-calculated methods based on a method of partial acceleration are achieved. Proof-of-concept study confirms their workability.

Mathematical modeling of irregularity of motor transaxle operation in the steady state is performed.

The influence of transmission parameters change on its weight value and conversion load inertia is investigated. Mathematical modeling of an existing variant of distribution of transmission ratio of «XT3-3512» tractor and variants of its distribution under the condition of weight decrease and conversion load inertia of toothed gear wheels is performed. The influence of distribution of «XT3-3512» transmission ratio on its coefficient of efficiency is determined.

The practical value of achieved results consists in developing a complex of both methodical instructions to increase motor transaxle coefficient of efficiency of transport hauling equipment at the designing stage and techniques to make drawbar tests on accelerating and running on the stand as well as under road conditions.

Keywords: coefficient of efficiency, transmission, elastic properties, dynamism, irregularity, frequency of fluctuations, functional stability.

Підписано до друку 01.09.2016 р. Формат 60 × 84 1/16. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman Суг. Віддруковано на різнографі
Ум.друк. арк. 1,7.
Зам. № 419/16. Тираж 100 прим. Ціна договірна

ВИДАВНИЦТВО
Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

Видавництво ХНАДУ, 61002, Харків-МСП, вул. Петровського, 25.
Тел. /факс: (057)700-38-64; 707-37-03, e-mail: rio@khadi.kharkov.ua

Свідоцтво Державного комітету інформаційної політики, телебачення
та радіомовлення України про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів
видавничої продукції, серія ДК №897 від 17.04 2002 р.