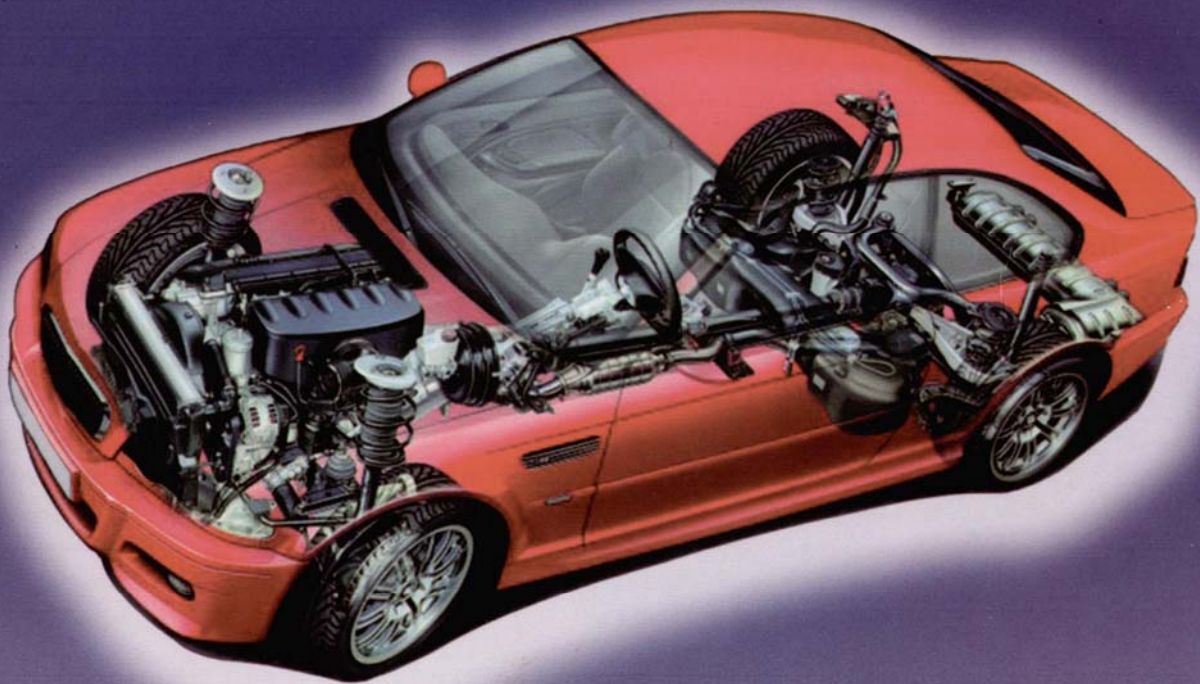


АВТОМОБІЛЕ- та ТРАКТОРОБУДУВАННЯ

Вісник НТУ “ХПІ”



1.2010

ВЕСТНИК

НАЦИОНАЛЬНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО

УНИВЕРСИТЕТА “ХПИ”

Сборник научных трудов
Тематический выпуск
«Автомобиле-и тракторостроение»

1’2010

Издание основано Национальным техническим
университетом «ХПИ» в 2002 году

Госиздание

Свидетельство Госкомитета по инфор-
мационной политике Украины
КВ N5256 от 2.07.2001

КООРДИНАЦИОННЫЙ СОВЕТ

Председатель

Л.Л. Товажнянский, д-р техн. наук, проф.

Зам. Председателя

А.П. Марченко, д-р техн. наук, проф.

Е.И. Сокол, д-р техн. наук, проф.

Секретарь координационного совета

К.А. Горбунов, канд. техн. наук, доц.

Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.

Л.М. Бесов, д-р техн. наук, проф.

А.В. Бойко, д-р техн. наук, проф.

Ф.Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.

М.Д. Годлевский, д-р техн. наук, проф.

А.И. Грабченко, д-р техн. наук, проф.

В.Г. Данько, д-р техн. наук, проф.

В.Д. Дмитриенко, д-р техн. наук, проф.

И.Ф. Домнин, д-р техн. наук, проф.

В.В. Епифанов, к-т техн. наук, проф.

Ю.И. Зайцев, д-р техн. наук, проф.

П.А. Качанов, д-р техн. наук, проф.

В.Б. Клепиков, д-р техн. наук, проф.

С.И. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.

В.М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.

В.И. Кравченко, д-р техн. наук, проф.

Г.В. Лисачук, д-р техн. наук, проф.

В.С. Луников, д-р техн. наук, проф.

О.К. Морачковский, д-р техн. наук, проф.

В.И. Николаенко, д-р техн. наук, проф.

П.Г. Перерва, д-р техн. наук, проф.

В.А. Пуляев, д-р техн. наук, проф.

М.И. Рыщенко, д-р техн. наук, проф.

В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.

Г.М. Сучков, д-р техн. наук, проф.

Ю.В. Тимофеев, д-р техн. наук, проф.

М.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Ответственный редактор

В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.

Зам. ответственного редактора

Н.Е. Сергиенко, канд. техн. наук, доц.

Ответственный секретарь

В.И. Мироненко, канд. техн. наук, доц.

Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.

В.П. Волков, д-р техн. наук, проф.

Д.О. Волонцевич, д-р техн. наук, проф.

О.В. Григоров, д-р техн. наук, проф.

Б.И. Кальченко, д-р техн. наук, проф.

А.Т. Лебедев, д-р техн. наук, проф.

В.И. Омеляненко, д-р техн. наук, проф.

В.П. Писарев, д-р техн. наук, проф.

М.А. Подригало, д-р техн. наук, проф.

А.М. Пойда, д-р техн. наук, проф.

В.П. Сахно, д-р техн. наук, проф.

А.П. Солтус, д-р техн. наук, проф.

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, Харьков, ул. Фрунзе, 21

Кафедра «Автомобиле-и
тракторостроения»

Тел. (057) 70-76-464

УДК 629.113:629.114

Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Автомобиле-и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2010. - № 1 , - 166 с.

У збірнику представлено теоретичні та практичні результати наукових досліджень та розробок, що виконані викладачами вищої школи, аспірантами, студентами, науковими співробітниками, спеціалістами різних організацій та підприємств.

Для наукових співробітників, викладачів, аспірантів, спеціалістів.

В сборнике представлены теоретические и практические результаты научных исследований и разработок, которые выполнены преподавателями высшей школы, аспирантами, студентами, научными сотрудниками, специалистами различных организаций и предприятий.

Для научных работников, преподавателей, аспирантов, специалистов.

Друкується за рішенням Вченої ради НТУ «ХП»

Протокол № 12 від 04. 12. 2009 р.

УДК 631.372

КРИВОКОНЬ О.Г., к.ф.н., ДП «Завод ім. В.О. Малишева»
МАЛАКЕЙ М.А., ДП «Завод ім. В.О. Малишева»

СТАН ТРАКТОРОБУДУВАННЯ В УКРАЇНІ. ПРОБЛЕМНІ ПИТАННЯ ПОДАЛЬШОГО РОЗВИТКУ ГАЛУЗІ ТА ШЛЯХИ ЇХ РЕГУЛЮВАННЯ

Показано состояние отрасли и причины ухудшения ситуации на рынке машин для АПК с момента выхода Украины из состава СССР и до настоящего времени. Даны практические рекомендации по выходу из кризисной ситуации в сельхозмашиностроении.

Вступ. Відомо, що Україна є великим виробником та експортером сільгосппродукції. На її території знаходяться 25 % світового чорнозему, а кліматичні умови вельми сприятливі для вирощування сільськогосподарської продукції. На початку ХХ сторіччя Україна була одним із найбільших експортерів зерна в світі. У складі Радянського союзу Україна задовольняла суттєву частину потреби країни в зерні та насінні.

За даними Міністерства аграрної політики Земельний фонд України складає 60,4 мільйона гектар, в тому числі – 42,3 мільйона гектар пашні або 70,1 % - землі сільськогосподарського призначення. Для обробки такої величезної площі необхідно близько 285-300 тисяч тракторів всіх модифікацій. Це виходячи з розрахунку 50 тракторів на 7 тисяч гектар.

Мета і постановка задачі. Дати рекомендації по організації галузі сільгоспмашинобудування в період кризи на основі досвіду, надбаного автором при керівництві тракторними заводами та роботі в МЕР. Для цього були поставлені наступні задачі:

- Аналіз статистичних даних галузі сільгоспмашинобудування в динаміці;
- Аналіз стану галузі за результатами господарювання;
- Розробка практичних рекомендацій, які необхідно застосувати для виходу галузі сільгоспмашинобудування із кризи, що об'єктивно має місце вже не перший рік.

Стан тракторобудування в Україні. Як великий аграрний виробник, до 1990 року Україна щорічно купувала близько 52 тисяч тракторів, 12 тисяч зернозбиральних комбайнів, 2,5 тисячі буряко- та кукурудзозбиральних комбайнів. У 1990 році, коли було зібрано близько 50 мільйонів тон зерна, парк сільськогосподарських машин налічував рекордне число одиниць – 495 тисяч тракторів. Цінові перетворення 1992-1995 рр. обумовили стрімкий ріст цін, зокрема, на сільськогосподарську техніку. При цьому ріст об'ємів виробництва значно відставав від темпів росту цін. Це призвело до значного погіршення фінансового положення аграрних підприємств. Одночасно скоротився і парк сільськогосподарських машин України. Практично списана техніка відпрацювала більше 2 строків, передбачених технічними нормами експлуатації.

У 1985 році вітчизняними підприємствами було вироблено 136 000 тракторів, а вже в наступні роки спостерігається значний спад виробництва. Вже за станом на 1 березня 2005 року, в наявності у сільськогосподарських підприємств України було 194,92 тисячі тракторів усіх марок (495 000 – 1990 р.). За 15 років випуск тракторів

скоротився більш ніж у 30 разів, а вже у 2009 р. – більш ніж в 100 разів. Процент використання виробничих потужностей тракторних заводів також знизився з 93 % (у 1985 р.) до 5,2 % (у 1997 р.). Менш всього виробничі потужності підприємств були завантажені у 2009 р. – до 2%.

Якщо взяти, наприклад, російські заводи, то їх виробничі потужності нині використовуються всього на 10-20 % - це критичний поріг рентабельності підприємств.

Надлишковий, зношений і фізично, і морально виробничий апарат українських підприємств потребує модернізації та структуризації. Значні борги підприємств та відсутність ефективних схем продажу техніки споживачам не дають заводам подолати кризу. Відсутність достатнього бюджетного фінансування також впливає на спад виробництва, і в зв'язку з цим – тракторні заводи вимушені шукати експортні ринки. Іноземні виробники сільгосптехніки проявляють значне зацікавлення українським ринком. Для мінімізації ризиків основною формою співробітництва таких компаній поки залишається імпорт техніки в Україну і створення спільних підприємств з вітчизняними виробниками зі складання машин з наступною комплектацією техніки вузлами та деталями українського виробництва.

За останні кілька років прийнято ряд державних нормативних актів, направлених на розвиток вітчизняного ринку сільгосптехніки. Для стимулювання вітчизняного ринку сільськогосподарської техніки держава частково компенсує ставки по кредитах та вартості сільгосптехніки, а також надає виробникам та споживачам продукції ряд податкових та митних пільг. В цілому, державна програма підтримки технічного забезпечення аграрного сектору економіки не достатньо ефективні.

Всупереч статті 14 Закону України «Про стимулювання розвитку вітчизняного машинобудування для агропромислового комплексу», який передбачає закупівлю з використанням державних преференцій лише вітчизняної техніки, значна частина коштів, що виділяються з Державного бюджету за програмами фінансової підтримки сільгоспвиробників, використовуються для закупівлі імпоротної техніки.

В результаті, за минулий рік з використанням коштів, які виділяються селянам із Державного бюджету на компенсацію кредитних ставок банків придбано техніки на 1827 млн. грн., із них вітчизняної – на 197 млн. грн., що складає лише 10,7 % від загальної суми.

Згідно Закону України «Про стимулювання розвитку вітчизняного машинобудування для агропромислового комплексу», державні кошти на фінансовий лізинг, і, особливо, на компенсацію вартості повинні використовуватися на закупівлю складної техніки. Проте, у 2008 році, в межах програми 30 % компенсації вартості і фінансового лізингу 38,3 % коштів використано на придбання дешевої, не складної техніки.

Таким чином, підприємства машинобудування для агропромислового комплексу лише за минулий рік могли додатково реалізувати своєї продукції в межах програм державної підтримки сільгосптоваровиробника майже на 2,0 млрд. грн. і втратили понад 200 млн. грн. прибутків, які можна було направити на розвиток виробництва.

Необхідні нові механізми, які будуть враховувати, як особливості сільськогосподарських виробників, так і інтереси підприємств машинобудування.

Нині галузь складається із більш ніж 120 заводів, які можуть виробляти близько 70 % техніки, необхідної для України. На даний момент в галузі діють більше 40 відносно великих підприємств, потужності більшості з яких завантажені на 15-20 % через нестачу обігових коштів.

Кризові явища, які відбуваються в економіці на протязі останніх місяців,

привели до того, що підприємства галузі зменшили темпи виробництва продукції і, використовуючи залишки власних обігових та залучені кошти, працюють на складах. Станом на 20 березня 2009 року, на складах підприємств та дилерів накопичилось техніки і обладнання на загальну суму 1,7 млрд. грн., зокрема: 2100 тракторів, 2730 знарядь для обробки ґрунту, 2060 сівалок, 237 машин для внесення добрив, та інше.

Протягом останніх років намітилася тенденція зменшення присутності вітчизняної техніки для АПК на внутрішньому ринку, з одночасним різким збільшенням ввозу аналогічної техніки іноземного виробництва. Об'єм імпорту сільгосптехніки за даними Держмитслужби, надані в таблиці нижче.

Таблиця 1 – Об'єм імпорту сільгосптехніки в період 2000-2008 рр.

Рік	Об'єм імпорту сільгосптехніки, млн. дол. США
2000	141,8
2001	216,2
2002	297,4
2003	365,2
2004	459,9
2005	597,6
2006	860
2007	1285
2008	2500

Тобто, тільки за минулий, 2008-й рік, імпорт збільшився майже в 2 рази, а у порівнянні з 2000-м роком – у 17,6 рази.

На жаль, в Україні закупівля імпоротної техніки відбувається за рахунок державних преференцій і дотацій. Державні дотації сільгосптоваровиробникам з 2000 по 2008 рік зросли у 16,6 разів і склали майже 3,7 млрд. грн., що, у першу чергу, вплинуло на зростання імпорту. Крім того, значне зростання імпорту за останні роки відбулось внаслідок зменшення до 0 % ставок ввізного мита.

Таким чином, у 2008 році іноземні виробники техніки для АПК проінвестовані, в тому числі і за рахунок державного бюджету України, майже на 250 млн. дол. США. Тобто, за ці кошти можна було викупити всю українську техніку, яка на сьогодні залишається на складах підприємств.

А яка ж ситуація з наявністю техніки українського виробництва у господарствах України?

Стан техніки, що є в наявності, незадовільний. Нормативний строк служби більшості тракторів складає 7-10 років. Фактично, у господарствах питома вага тракторів, випущених до 1985 року, досягає 25 %, випущених у 1986-1990 рр. складає більше 42 %. Більше половини тракторів, що є в наявності, були випущені близько 20 років назад.

Якщо взяти, наприклад, трактори марки «ЮМЗ», то кількість їх у господарствах України складає близько 50 тисяч штук. З них більше половини потребують капітального ремонту (з повним зношенням) або списання на металолом. Із року в рік ця статистика погіршується і, за нашими підрахунками, десть у 2015 трактори «ЮМЗ» залишаться в одиничних екземплярах у господарствах України.

Може бути, трохи краща ситуація з тракторами «ХТЗ», але за 8 місяців 2009 року господарствами України було придбано всього 150 штук цих тракторів. Це в

середньому 18,75 трактори в місяць, навіть не виходить по 1 трактору в місяць на область України. Це може призвести до краху галузі тракторобудування та закриттю таких гігантів, як ХТЗ та ЮМЗ.

А в цей час імпорт нових тракторів за 2008 рік склав – більше 16 000, бувших у використанні – 1100 на загальну суму 325 мільйонів дол. США, а вже за 8 місяців 2009 року було завезено 2194 нових тракторів, бувших у використанні – 560 штук на загальну суму 29 мільйонів дол. США. Ми вважаємо, ці цифри самі говорять за себе. Один тільки МТЗ (спільно з «Укравтозапчастиною») завіз в Україну у 2008 році 5927 тракторів потужністю 80-120 к. с. А вже за 8 місяців 2009 року – 800 штук.

Імпорт із Китаю малопотужних (до 27 к. с.) тракторів у 2008 році склав 3313 штук, а за 8 місяців 2009 року -1000 штук. За цією статистикою видно, що криза не дуже впливає на реалізацію мінітехніки, це до того, що в Україні немає масового виробництва цих малопотужних тракторів.

Для країни з таким великим потенціалом сільськогосподарського виробництва, Україна має непропорційно низьку кількість сільгосптехніки на гектар орної землі. За станом на 1.01.2009 року в наявності у сільгосппідприємств України було близько 180 тисяч тракторів всіх марок. За даними Міністерства аграрної політики, потреба в тракторах для аграріїв складає до 18 000 штук всіх модифікацій щорічно.

Всі країни, що являються основними світовими виробниками тракторів, намагаються захистити свій ринок, створити умови для виробництва та реалізації тракторів – і тільки Україна розкрила усі двері і впустила на свій ринок всіх виробників тракторів. Ми вважаємо, що ще не всі світові виробники зрозуміли, що таке і який це ринок – Україна. «Важкі бої» за цей ринок ще попереду. В майбутньому основні гравці - виробники зажадають будувати та відкривати свої заводи по виробництву тракторів в Україні, і хто прийде сюди першим і приведе з собою якісне гарантійне обслуговування та сервіс, той і стане монополістом на цьому ринку, і на ринках Молдавії та півдня Росії. Тому, що саме на території Східної Європи Україна була та є законодавцем «моди» в агропромисловому комплексі.

Для подолання кризових явищ в галузі сільськогосподарського машинобудування України ми пропонуємо наступні шляхи вирішення:

- 1) Міністерство аграрної політики має визначитись з перспективами розвитку аграрного сектору економіки та надати до Міністерства промислової політики перелік машин, обладнання та технічних умов на них, які необхідно розробити в найближчий час;

- 2) Розглянути можливість середньо - та довгострокового кредитування підприємств сільгоспмашинобудування;

- 3) Міністерство фінансів має забезпечити у повному обсязі фінансування по роках «Державної програми розвитку вітчизняного машинобудування для агропромислового комплексу на 2007-2010 року» в частині фінансування заходів із розробки нових зразків сільськогосподарської техніки і компенсації кредитів, отриманих на технічне переоснащення підприємств.

- 4) При внесенні змін до Закону України «Про Державний бюджет на 2010 рік» передбачити збільшення видатків на проведення лізингових операцій із технікою для АПК та включити видатки на часткову компенсацію вартості дійсно складної вітчизняної техніки.

- 5) Для вдосконалення порядку закупівлі техніки для агропромислового комплексу за бюджетні кошти та підвищення ефективності роботи Міжвідомчої експертної ради (МЕР):

- МЕР дійсно визначити пріоритетні напрямки розробок та виготовлення техніки для АПК;
- У відповідності до ст. 14 Закону України «Про стимулювання розвитку вітчизняного машинобудування для агропромислового комплексу» за бюджетні кошти здійснювати закупівлю лише вітчизняної техніки для агропромислового комплексу, яка визначається згідно п. 3, ст. 1 зазначеного закону. Відповідність техніки даним нормативним вимогам має бути підтверджена актом перевірки міжвідомчої комісії, яку призначає МЕР, використання при виготовленні даного виробу не менше 50 % вітчизняних матеріалів та комплектуючих виробів;
- Дозволити проводити експертизу ціни виробів, що пропонуються для розгляду на засіданнях МЕР не лише НДІ «Укراгропромпродуктивність», а і регіональним торгово-промисловим палатам. При змінах вартості енергоносіїв, металопродукції, підвищенню заробітної плати в цілому по Україні коригування ціни проводиться по спрощеній схемі.
- Часткову компенсацію вартості, при передбачені в Державному бюджеті видатків на фінансування даної програми, проводити лише для складної техніки для АПК, для чого Мінагрополітики дати визначення, погоджене з іншими зацікавленими міністерствами і відомствами. Часткову компенсацію вартості для певної машини чи обладнання запровадити терміном на 3 роки, а в подальшому – лише за умови її модернізації.
- Проведення приймальних та періодичних випробувань техніки дозволити проводити організаціям, які мають відповідні дозвільні документи.
- Раді Міністрів Автономної республіки Крим та обласним державним адміністраціям розглянути можливість запровадження пільгової ставки відсотка на землю для підприємств сільгоспмашинобудування.

Вищевказані шляхи виходу з кризової ситуації в галузі враховують як особливості сільськогосподарських виробників, так і інтереси підприємств машинобудування, являючись першочерговим комплексом заходів для подальшого розвитку та розширення галузі сільськогосподарського машинобудування України.

Висновки

В даній статті було розроблено алгоритм заходів, необхідних для виходу з кризи, подальшого розвитку та розширення галузі сільгоспмашинобудування України.

Дані практичні рекомендації по реалізації цих заводів.

Список літератури: 1. Закон України «Про стимулювання розвитку вітчизняного машинобудування для агропромислового комплексу». 2. «Державна програма розвитку вітчизняного машинобудування для агропромислового комплексу на 2007-2010 рік». 3. Постанова Кабінету Міністрів від 11.03.2009 р. № 264 „Про розширення внутрішнього ринку для вітчизняних підприємств машинобудування для агропромислового комплексу”. 4. Постанова Кабінету Міністрів України № 191 від 12.03.2009 р. „Про затвердження Порядку використання коштів, передбачених у Державному бюджеті для державної підтримки вітчизняного машинобудування для державної підтримки вітчизняного машинобудування для АПК, в тому числі через механізм здешевлення кредитів”.

УДК 631.372

САМОРОДОВ В.Б., д.т.н., проф., НТУ «ХПИ»

РОГОВ А.В., к.т.н., НТУ «ХПИ»

ОБОСНОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА

Проведено аналіз впливу передаточних відношень на перерозподіл потоків потужності у двох потокових трансмісіях типу Fendt-Vario, науково обґрунтовані оптимальні конструктивні параметри, що забезпечують максимальний ККД ГОМТ для колісних тракторів класів 3-4.

Введение. Применение гидрообъемно-механических трансмиссий (ГОМТ) является перспективным направлением развития сельскохозяйственной техники. Их достоинством является простота конструкции, удобство управления, возможность выбора оптимальной скорости трактора и режима работы двигателя. К недостаткам можно отнести сравнительно низкий КПД и относительно более высокую стоимость, хотя по сравнению с многоступенчатой механической трансмиссией, обеспечивающей 16 передач, содержащей гидropоджимные муфты и большое количество последовательных редукторов, эти отрицательные характеристики ГОМТ не являются ключевыми.

Анализ последних достижений и публикаций. Типичным примером ГОМТ, обладающей простой конструкцией, но обеспечивающей два полнофункциональных двухпоточных диапазона – тяговый и транспортный – является трансмиссия Fendt-Vario для тракторов серии Favorit, в которой применяются гидрообъемные передачи с двухмашинным регулированием [1-5]. Функциональная схема трансмиссии Fendt-Vario приведена на рис. 1.

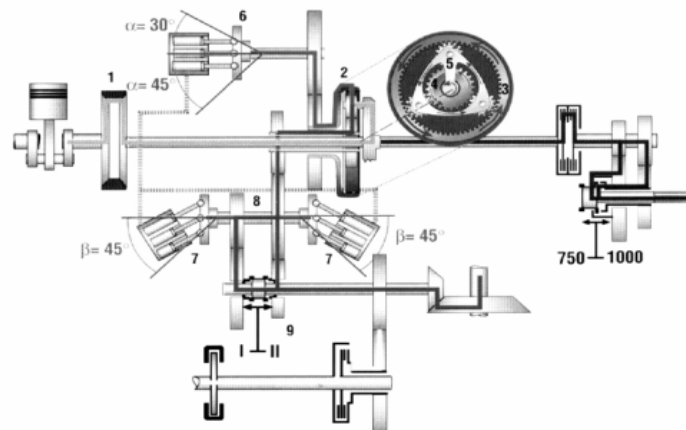


Рисунок 1 – Функциональная схема трансмиссии Fendt-Vario для тракторов серии Favorit. 1 – демпфирующая муфта; 2- планетарная передача; 3 – коронная шестерня; 4 – солнечная шестерня; 5 – водило; 6 – насос; 7 – гидромотор; 8 – суммирующий вал; 9 – муфта переключения диапазонов

В данной трансмиссии используется регулируемый насос и два регулируемых гидромотора с максимальным отклонением блока цилиндров до 45° . С ростом линейной скорости трактора возрастает доля мощности, проходящая через механическую ветвь,

при этом трогание машины происходит в режиме прохождения всей мощности двигателя через гидрообъемную передачу (ГОП) с низким КПД ГОМТ. Это можно считать недостатком данного конструктивного решения, поскольку в тяжелых условиях вспашки при низком КПД трансмиссии мощности двигателя может быть недостаточно для разгона. Рабочий (0-10 км/ч) и транспортный (0-40 км/ч) диапазоны реализуются с помощью ходоуменьшителя 9 на рис.1, расположенного перед бортовыми редукторами.

Согласно описанию работы трансмиссии, в начале движения параметр регулирования насоса $e_1=0$, параметры регулирования гидромоторов $e_2=1$. При увеличении параметра регулирования e_1 от 0 до 1 при выбранных конструктивных параметрах трансмиссии и трактора скорость машины растет от 0 до 6 км/ч. Затем, при фиксированном значении $e_1=1$ параметр регулирования гидромоторов e_2 снижается от 1,0 до 0,5, что вызывает увеличение скорости от 6 до 9 км/ч.

Синхронное уменьшение параметров регулирования гидромоторов производится только после реализации всего диапазона регулирования насоса. Такое применение двухмашинного регулирования в сочетании со связью вала двигателя с водилом суммирующего планетарного ряда на входе трансмиссии исключает режимы циркуляции мощности, повышенных нагрузок на элементы трансмиссии и в целом снижает массово-габаритные характеристики ГОМТ.

Регулирование углов наклона шайб насоса и гидромоторов осуществляется с помощью микропроцессорной системы управления, обеспечивающей максимально возможный в данных условиях движения КПД. В рекламных материалах [4] фирмы Fendt указан полный КПД ГОМТ, равный 0,81 при скоростях движения трактора 6-9 км/ч, что соответствует технологическому режиму вспашки. В данном режиме через гидравлическую ветвь передается 75%, а через механическую – 25% мощности двигателя. Высокий КПД ГОМТ достигнут рациональным выбором множества передаточных отношений трансмиссии, обеспечивающих режим работы ГОП, близкий к ядру универсальных характеристик, в котором КПД аксиальных ГОП равен 0,76-0,78.

Цель и постановка задачи. В данной статье ставится задача модификации трансмиссии Fendt-Vario и научного обоснования оптимального множества конструктивных параметров, обеспечивающих максимальный КПД ГОМТ при выполнении технологического процесса колесным трактором класса 3-4.

Методика моделирования. Структурная схема трансмиссии Fendt-Vario с принятыми передаточными отношениями редукторов и внутренним передаточным отношением планетарного ряда, показана на рис. 2. Выбор передаточных отношений элементов трансмиссии основан на детальном изучении эскиза, а также необходимости обеспечения требуемых максимальных скоростей движения на тяговом и транспортном диапазоне. Истинные передаточные отношения трансмиссии Fendt-Vario являются коммерческой тайной фирмы.

Результаты статического анализа трансмиссии Fendt-Vario на рабочем (тяговом) и транспортном диапазонах приведены на рис. 3. Масса машины принята $m=9000$ кг, радиус ведущего колеса $r=0,6$ м, коэффициент сопротивления движению для рабочего диапазона $f_1=0,5$, для транспортного – $f_2=0,05$.

Максимум КПД трансмиссии, равный 0,70, соответствует скорости движения трактора 6 км/ч, которая достигается при $e_1=e_2=1$. При изменении параметра регулирования e_2 КПД трансмиссии падает и резко растет давление по абсолютной величине.

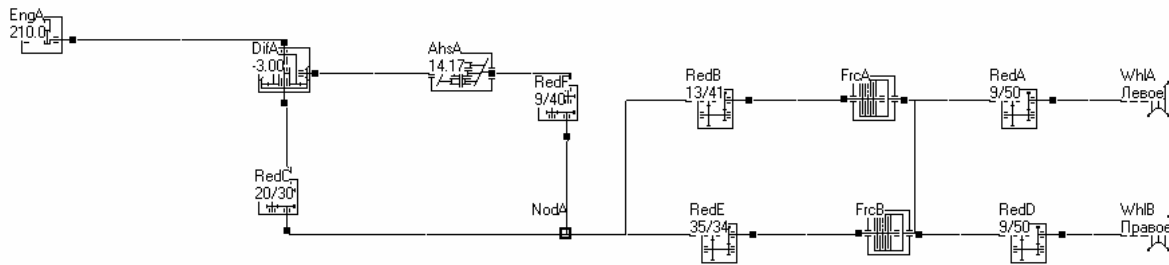


Рисунок 2 – Структурная схема трансмиссии Fendt-Vario. EngA – двигатель, RedA-RedE – редукторы, DifA – планетарный ряд, WhlA-WhlB – ведущие колеса, FrcA-FrcB управляющие элементы, AhsA – аксиальная ГОП

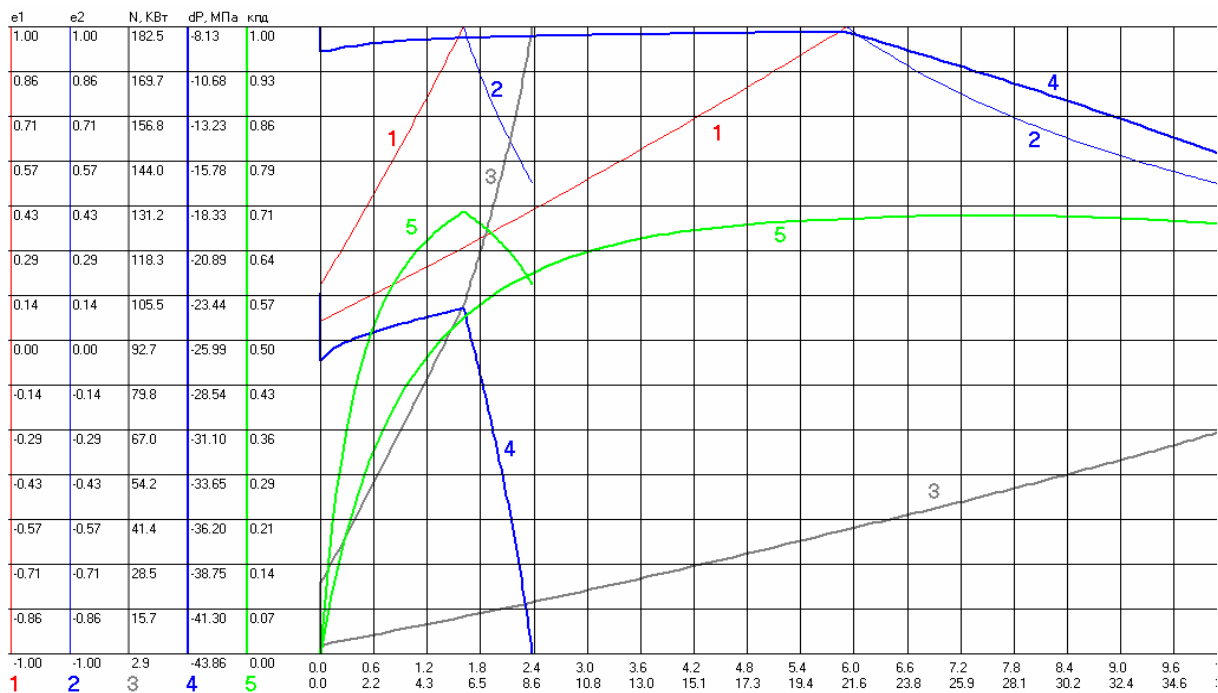


Рисунок 3 – Результаты статического анализа трансмиссии Fendt-Vario на рабочем диапазоне. 1, 2 – параметры регулирования ГОП e_1 и e_2 , 3 – мощность двигателя, 4 – давление в ГОП, 5 – КПД трансмиссии

Для обоснованного выбора конструктивных параметров необходимо исследовать соотношение мощностей, протекающих в параллельных ветвях двухпоточной трансмиссии. Обозначим угловые скорости, моменты, параметры структурных элементов, входящих в состав рассматриваемой трансмиссии (рис. 4) и определим характер зависимости соотношения мощностей в ветвях трансмиссии.

Угловые скорости ω_2 эпициклической и ω_1 солнечной шестерен планетарного ряда с внутренним передаточным числом k зависят от угловой скорости ω_4 объединяющего звена (поз. 8 на рис.1) следующим образом:

$$\omega_2 = \frac{\omega_4}{e \cdot \eta_o \cdot i_2}; \quad \omega_1 = \frac{\omega_4}{i_1}, \quad (1)$$

где η_o – общий объемный КПД ГОП, зависящий в первую очередь от давления нагрузки рабочей жидкости в ГОП.

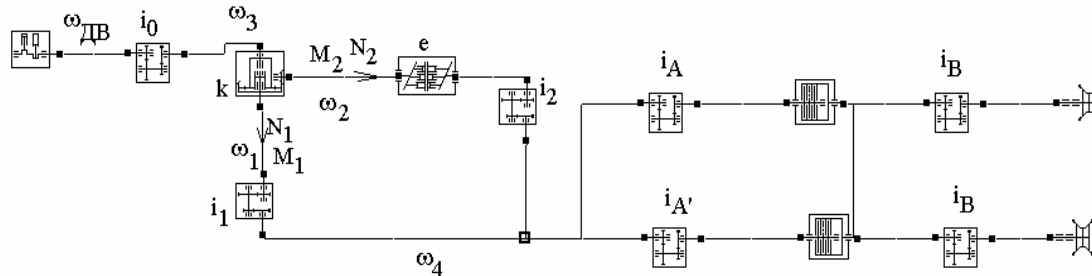


Рисунок 4 – Расчетная структурная схема для определения соотношения мощностей в ветвях модифицированной трансмиссии Fendt-Vario

Отношение угловых скоростей выражается зависимостью:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{e \cdot \eta_o \cdot i_2}{i_1}; \quad (2)$$

Отношение моментов нагрузки M_1 на солнечной и M_2 на эпициклической шестернях дается известным выражением для планетарного ряда [1]:

$$kM_1 + M_2 = 0 \Rightarrow \frac{M_1}{M_2} = -\frac{1}{k}; \quad (3)$$

Тогда отношение мощностей N_1 и N_2 , протекающих по параллельным ветвям двухпоточной трансмиссии, определяется следующим образом:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{M_1 \omega_1}{M_2 \omega_2} = -\frac{e \cdot \eta_o \cdot i_2}{k \cdot i_1} \rightarrow \max \quad (4)$$

и должно быть максимизировано.

Очевидно, что при максимальном значении отношения N_1/N_2 (4) большая доля мощности двигателя будет протекать через механическую ветвь трансмиссии, что положительно скажется на общем КПД двухпоточной ГОМТ.

Анализ выражения (4) приводит к следующим выводам. Во-первых, максимум общего объемного КПД η_o будет достигаться при меньших рабочих давлениях нагрузки, что обеспечивается ГОП на базе объемных гидромашин с большим рабочим объемом. Во-вторых, для планетарных рядов внутреннее передаточное отношение k находится в интервале $-4,5 \dots -1,5$ [1] и максимуму отношения N_1/N_2 соответствует правая граница указанного интервала. Авторы предлагают заменить планетарный ряд на простой симметричный дифференциал с передаточным отношением $k=-1$, при введении которого значение отношения указанных мощностей максимально.

Отношение i_2/i_1 также должно быть максимально, однако в сочетании со значением k и интервалом изменения параметра регулирования e , при которых

давление нагрузки в ГОП не выше клапанного.

Из основного кинематического уравнения планетарного ряда [1]:

$$\omega_1 - k\omega_2 + (k-1)\omega_3 = 0; \quad (5)$$

с учетом выражений (1)

$$\frac{\omega_4}{i_1} - k \frac{\omega_4}{e \cdot \eta_0 \cdot i_2} + (k-1)\omega_3 = 0. \quad (6)$$

Поскольку $k = -1$, то из (6) имеем:

$$\frac{\omega_4}{i_1} + \frac{\omega_4}{e \cdot \eta_0 \cdot i_2} = 2\omega_3; \quad (7)$$

$$\omega_4 \left(\frac{1}{i_1} + \frac{1}{e \cdot \eta_0 \cdot i_2} \right) = 2\omega_3; \quad (8)$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_4}{e \cdot \eta_0 \cdot i_2} = \frac{2\omega_3}{\frac{e \cdot \eta_0 \cdot i_2}{i_1} + 1} = \frac{2\omega_3 i_1}{e \cdot \eta_0 \cdot i_2 + i_1}. \quad (9)$$

Максимального значения, равного $2\omega_3$, угловая скорость вала гидронасоса достигает при $e=0$. Поскольку угловые скорости валов гидромашин, например для ГСТ-90, не должны превышать паспортные скорости $\omega_{ГН\max} = \omega_{ГМ\max} = 336$ рад/с, то угловую скорость водила необходимо снизить за счет согласующего редуктора

$$i_0 = \frac{\omega_{ГН\max}}{2\omega_{ДВ}} = \frac{\omega_3}{\omega_{ДВ}} \quad (\text{см. рис. 4}).$$

Найдем максимум отношения i_2/i_1 , обеспечивающий наибольший общий КПД трансмиссии. Передаточное отношение i_2 регламентируется максимальным (клапанным) давлением $\Delta p_{\max}$ в гидropередаче и рабочим объемом гидромотора q , вал которого воспринимает определенную долю нагрузки от ведущего колеса:

$$i_2 = \frac{\Delta p_{\max} q}{G f r \cdot i_A \cdot i_B}, \quad (10)$$

здесь G – вес трактора; f – коэффициент сопротивления движению; r – радиус ведущего колеса; i_A , i_B – передаточные отношения редукторов (см. рис. 4), обеспечивающих тяговый диапазон с максимальной скоростью $V_{\max}$.

Угловая скорость ω_4 суммирующего звена при максимальной на заданном кинематическом диапазоне скорости движения трактора $V_{\max}$:

$$\omega_4 = \frac{V_{\max}}{r \cdot i_A \cdot i_B} = \frac{2\omega_{ДВ} \cdot e_{\max} \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot i_0}{e_{\max} \cdot i_2 + i_1}, \quad (11)$$

откуда передаточное отношение i_2 :

$$i_2 = \frac{\frac{V_{\max}}{r \cdot i_A \cdot i_B} i_1}{2\omega_{DB} e_{\max} i_1 i_0 - \frac{V_{\max}}{r \cdot i_A \cdot i_B} e_{\max}}. \quad (12)$$

Легко видеть, что первая производная $\frac{di_2}{di_1}$ для всех допустимых значений i_1 отрицательна:

$$\frac{di_2}{di_1} = \frac{-\left(\frac{V_{\max}}{r \cdot i_A \cdot i_B}\right)^2 e_{\max}}{\left(2\omega_{DB} e_{\max} i_1 i_0 - \frac{V_{\max}}{r \cdot i_A \cdot i_B} e_{\max}\right)^2} < 0. \quad (13)$$

Следовательно, i_2 как функция i_1 - монотонно убывающая. Выражение (10) дает максимально возможное значение передаточного отношения i_2 , которому соответствует в силу указанной логики (13) минимальное значение i_1 , которое из (11) имеет вид:

$$i_1 = \frac{V_{\max} e_{\max} i_2}{2\omega_{DB} e_{\max} i_2 i_0 r \cdot i_A i_B - V_{\max}} \quad (14)$$

Из этого, в свою очередь следует, что отношение i_2/i_1 является максимальным для заданного рабочего объема гидромотора, клапанного давления и максимальной скорости движения трактора, если указанные передаточные отношения определяются по выражениям (10) и (14) соответственно.

Предложенная методика реализована для выбора оптимальных конструктивных параметров по критерию максимума общего КПД двухпоточных ГОМТ рассмотренного типа. На рис. 5 представлены рациональные структура и конструктивные параметры двухпоточной ГОМТ для использования на тракторах массой 9-10т с радиусом ведущего колеса 0,6м и мощностью двигателя 125-140 кВт с коэффициентом сопротивления движению $f=0,5$, $\Delta p_{\max} = 42$ МПа, $V_{\max} = 2,8; 5,7$ м/с (для тягового и транспортного диапазона соответственно), $q = 14,17$ см³/рад – производительность ГСТ-90.

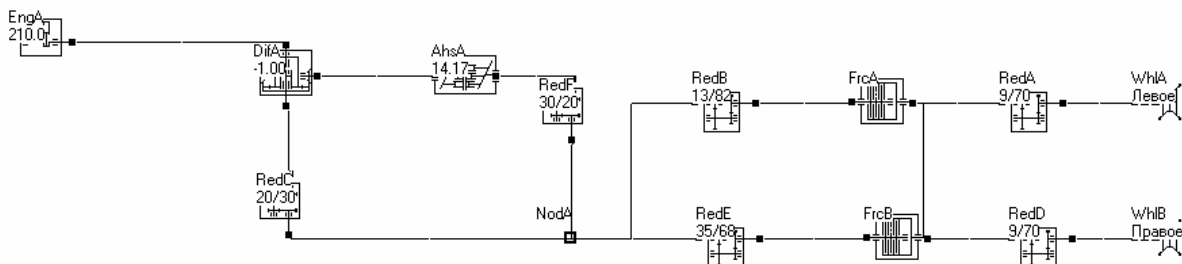


Рисунок 5 – Структурная схема двухпоточной ГОМТ с максимальным КПД

Для имитационного моделирования в качестве ГОП используется модель ГСТ-90, подробно исследованная в [3] с возможностью управления шайбой гидромотора. Результаты анализа трансмиссии с оптимальными параметрами, обеспечивающими максимальный КПД бесступенчатой двухпоточной ГОМТ с двухмашинным регулированием представлены на рис. 6. Как видно, КПД ГОМТ с оптимальным множеством передаточных отношений на тяговом диапазоне вырос с 0,70 до 0,85, а на транспортном – с 0,70 до 0,90. Особенностью данной работы является то, что указанный оптимальный набор передаточных отношений (см. рис. 5) определен не в результате применения регулярных методов оптимизации, а на основании анализа перераспределения потоков мощности по ветвям двухступенчатой ГОМТ от соотношения конструктивных параметров элементов в основном двухпоточном контуре трансмиссии.

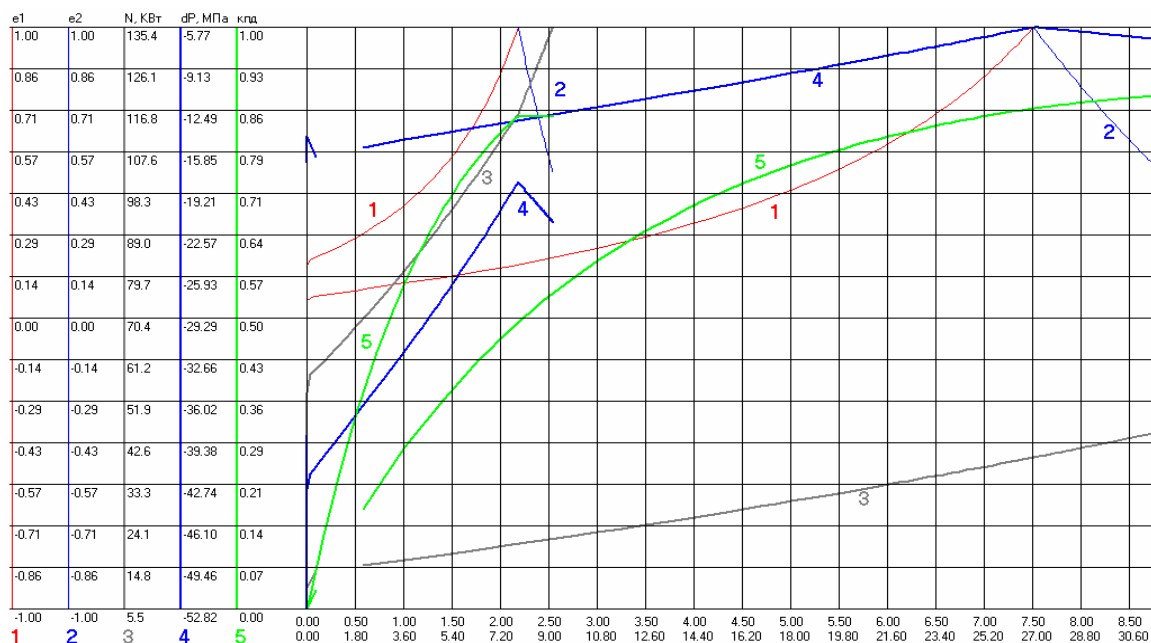


Рисунок 6 – Результаты анализа двухпоточной ГОМТ с оптимальными параметрами, обеспечивающими максимальный КПД

Выводы. Путем анализа влияния передаточных отношений на перераспределение потоков мощности в двухпоточных трансмиссиях типа Fendt-Vario научно обоснованы оптимальные конструктивные параметры, обеспечивающие максимальный КПД ГОМТ для колесных тракторов класса 3-4.

Список литературы: 1. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Александров Е.Е., Лебедев А.Т., Самородов В.Б. и др. – Харьков: ХГАДТУ, 2001.–642 с. 2. Самородов В.Б., Рогов А.В., Бурлыга М.Б., Самородов Б.В. Критический обзор работ в области тракторных гидрообъемно-механических трансмиссий. – Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. «Автомобиле- и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2003. – № 4. – с. 3 – 19. 3. Самородов В.Б., Бурлыга М.Б., Коваль А.А., Рогов А.В. Самородов Б.В. Методика уточнения математической модели объемного КПД аксиально-поршневых гидронасосов. – Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. «Автомобиле- и тракторостроение». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2008. – № 58. – С. 3 – 10. 4. [http://www.agregat-partner.com/catalog/agriculture/tractors/fendt_900/FENDT_900.pdf]. 5. Таран И.А. Научное обоснование рациональной структуры и конструктивных параметров бесступенчатых трансмиссий шахтных дизелевозов. – Гірничя механіка та машини. – Науковий вісник НГУ. – 2009. - №12. – С. 43-46.

УДК 631.31.001.5

САМОРОДОВ В.Б., д.т.н., проф., НТУ «ХПИ»
ОСТРОВЕРХ А.О., аспірант, НТУ «ХПИ»

РАЗДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ И КПД ТРАКТОРОВ НА ТЯГОВЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЯХ

Представлена методика розподілу втрат потужності в колісних тракторах, та розглянуто вплив швидкісних складових втрат колісних тракторів на класичні потенційні характеристики експлуатаційної потужності й тягового ККД.

Введение. В последние годы идет активное обсуждение взаимосвязей тягово-скоростных, энергетических характеристик колесных и гусеничных тракторов и основных технико-экономических показателей машинотракторного агрегата (МТА) в целом. Решение указанной проблемы направлено на повышение производительности МТА, при одновременном учете потерь в трансмиссии, потерь на буксование, перекачивание и скоростной составляющей силы сопротивления на плуге. Особую актуальность эта задача приобретает в условиях постоянного форсирования мощности тракторного двигателя.

Анализ последних достижений и публикаций. Анализ взаимосвязей номинальной эксплуатационной мощности двигателя, КПД, веса трактора, потерь в трансмиссии, потерь на буксование, перекачивание трактора и скоростной составляющей потерь при обработке почвы в процессе тяговых технологий является актуальными, особенно с учетом постоянной тенденции к росту мощности тракторных двигателей. Постановка и решение подобных задач рассматривалась авторами в работах [1–7].

Цель и постановка задачи. Целью работы является разделение потерь мощности в колесных тракторах при выполнении основных тяговых сельскохозяйственных операций (вспашки, культивации, боронования), и анализ влияния на потери и КПД тракторов скоростных потерь при взаимодействии навесных орудий с почвой.

Мощностной баланс трактора описывается уравнением, показывающем как расходуется во время работы мощность, развиваемая тракторным двигателем. Так мощность двигателя должна быть равна сумме мощностей, затрачиваемых на преодоление различных сопротивлений, возникающих при движении: это мощность затрачиваемая на преодоление трения в трансмиссии; затраты на буксование, которое оказывает существенное влияние на реальную скорость МТА; затраты преодоления трения качения; тяговая мощность; затраты на преодоление трения в ВОМ; потери в гидросистеме; и т.п. Необходимые тяговые показатели трактора могут быть достигнуты и эффективно использованы только в том случае, если будут правильно выбраны основные его параметры: масса технологическая, скорость движения и мощность двигателя.

Для оценки эффективности тракторов воспользуемся теорией трактора [3,8,9]. Мощностной баланс машинотракторного агрегата представляется в виде:

$$N = N_T + N_f + N_{kp} + N_{\delta}, \quad (1)$$

где N – номинальная мощность двигателя;

$N_T, N_f, N_{kp}, N_{\delta}$ – соответственно потери мощности в трансмиссии, на перекачивание трактора, мощность на крюке и потери на буксование трактора.

Потери мощности в трансмиссии:

$$N_T = N(1 - \eta \cdot k_{зд}), \quad (2)$$

где η – коэффициент полезного действия трансмиссии; $k_{зд}$ – коэффициент загрузки двигателя.

Потери мощности на перекачивание трактора:

$$N_f = m \cdot g \cdot f \cdot V, \quad (3)$$

где m – масса трактора; f – коэффициент сопротивления перекачиванию; V – действительная скорость трактора; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

С учетом буксования:

$$V = (1 - \delta)V_T, \quad (4)$$

здесь δ – безразмерный коэффициент буксования; V_T – теоретическая скорость трактора при отсутствии буксования.

Эффективная мощность на крюке определяется соотношением [5, 6]

$$N_{kp} = P_{kp} [1 + \Theta(V - V^*)\Delta] V, \quad (5)$$

где P_{kp} – эффективная крюковая нагрузка; $\Theta(V - V^*)\Delta$ – слагаемое, учитывающее увеличение сопротивления движению плуга, которое в соответствии с ростом скорости трактора V свыше $V^* = 6 \text{ км/ч}$ увеличивается на 5% ($\Delta = 0,05$) на каждый километр скорости до 9 км/ч и на 7% – с 9 до 12 км/ч [10]; Θ – коэффициент учета скоростных потерь:

$$\Theta = \begin{cases} 0, & \text{если } V \in [0; V^*), \\ 1, & \text{если } V \in [V^*; V_{\max}]. \end{cases} \quad (6)$$

Полная сила тяги P_T , развиваемая трактором:

$$P_T = m \cdot g \cdot f + P_{kp} [1 + \Theta(V - V^*)\Delta]. \quad (7)$$

Тогда потери мощности на буксование:

$$N_{\delta} = P_T \cdot V_T \cdot \delta = \{m \cdot g \cdot f + P_{kp} [1 + \Theta(V - V^*)\Delta]\} V \frac{\delta}{1 - \delta}. \quad (8)$$

С учетом соотношений (1) – (8) уравнение баланса мощности представим в виде:

$$N \cdot \eta \cdot k_{зд} = m \cdot g \cdot f \cdot V + P_{кр} [1 + \Theta(V - V^*) \Delta] \cdot V + \\ + \{m \cdot g \cdot f + P_{кр} [1 + \Theta(V - V^*) \Delta]\} V \frac{\delta}{1 - \delta}. \quad (9)$$

После преобразований уравнение баланса мощности примет вид:

$$(1 - \delta) N \cdot \eta \cdot k_{зд} = \{m \cdot g \cdot f + P_{кр} [1 + \Theta(V - V^*) \Delta]\} V. \quad (10)$$

Полная крюковая нагрузка определяется коэффициентом сцепления φ :

$$P_{кр} [1 + \Theta(V - V^*) \Delta] = m \cdot g \cdot \varphi = m \cdot g \cdot (\alpha - \beta \cdot e^{-\lambda \delta}). \quad (11)$$

Потенциальная зависимость мощности на ведущем колесе от $P_{кр}$ без учета скоростных потерь имеет вид:

$$N(P_{кр}) = N - N_T - N_\delta - N_f. \quad (12)$$

Классическое определение КПД с учетом потерь мощности в трансмиссии N_T , потерь мощности на буксование N_δ , и потерь на перекачивание N_f (без учета скоростной составляющей потерь)

$$\eta = 1 - \frac{N_T + N_f + N_\delta}{N}. \quad (13)$$

Из уравнений (10) и (11) следует:

$$V = \frac{N \cdot \eta \cdot k_{зд}}{m \cdot g} \cdot \frac{1 - \delta_i}{\varphi + f} = \frac{N \cdot \eta \cdot k_{зд}}{m \cdot g} \cdot \frac{1 - \delta_i}{\alpha - \beta \cdot e^{-\lambda \delta_i} + f}; \quad (14)$$

$$P_{кр_i}^{\text{эф}} = m \cdot g \cdot \frac{\varphi}{1 + \Theta(V_i - V^*) \Delta_i} = m \cdot g \cdot \frac{\alpha - \beta \cdot e^{-\lambda \delta_i}}{1 + \Theta(V_i - V^*) \Delta_i} = B \cdot h_i \cdot k. \quad (15)$$

$P_{кр_i}^{\text{эф}}$ - крюковая эффективная нагрузка без учета скоростных потерь; B - ширина захвата рабочего орудия; h - глубина вспашки; k - коэффициент удельного сопротивления плуга, i - номер тягового режима; $\Delta_i = 1, 2, 3$ соответственно для боронования, культивации, вспашки ($\Delta_1 = 0,015$, $\Delta_2 = 0,03$, $\Delta_3 = 0,06$); $V^* = 1,67$ м/с [10, 11].

В общем случае для мощности, на ведущих колесах как функции P_{kpi} с учетом скоростных потерь имеем:

$$N_{kpi} = \frac{P_{kpi} \cdot V(\delta)}{1 + \Theta(V_i - V^*) \Delta_i}. \quad (16)$$

Из уравнения (15) определим буксование:

$$\delta_i = \frac{1}{\lambda} \ln \cdot \left(\frac{\beta}{\alpha - \frac{B \cdot h_i \cdot k \cdot (1 + \Theta(V_i - V^*) \Delta_i)}{m \cdot g}} \right) \quad (17)$$

Для анализа и декомпозиции разделения потерь, баланса мощности и КПД колесных тракторов при выполнении основных сельскохозяйственных операций, использованы следующие трактора: ХТЗ-17221 весом 9 тонн, мощностью двигателя 125 кВт; МТЗ-1221 весом 5 тонн, мощностью двигателя 96 кВт; а также колесный трактор с мощностью двигателя 147 кВт (220 л.с.) и весом 9,3 тонны.

По результатам расчета в среде MathCAD были построены графики потерь и баланса мощности сравниваемых колесных тракторов (рис. 1-3), и их КПД (рис. 4-6). На рисунках (1 - 6): 1 – мощность двигателя, 2 – потеря мощности в трансмиссии, 3 – потеря мощности на буксование, 4 – потенциальная зависимость мощности на ведущем колесе от $P_{кр}$, 5, 6, 7 – крюковая мощность соответственно на бороновании, на культивации, на пахоте с учетом скоростных потерь, 8 – потери на перекачивание, 9 – скорость, 10 – буксование.

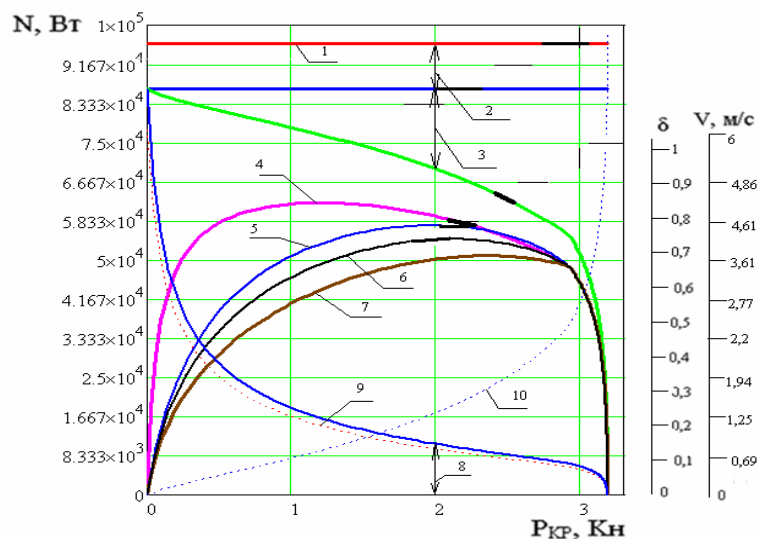


Рисунок 1 – Потери и баланс мощности трактора МТЗ-1221

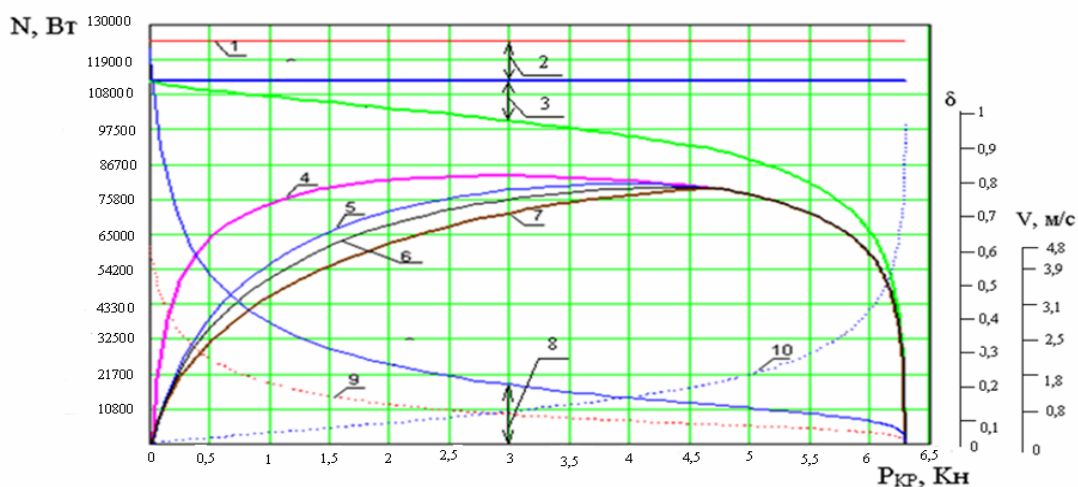


Рисунок 2 – Потери и баланс мощности трактора ХТЗ-17221

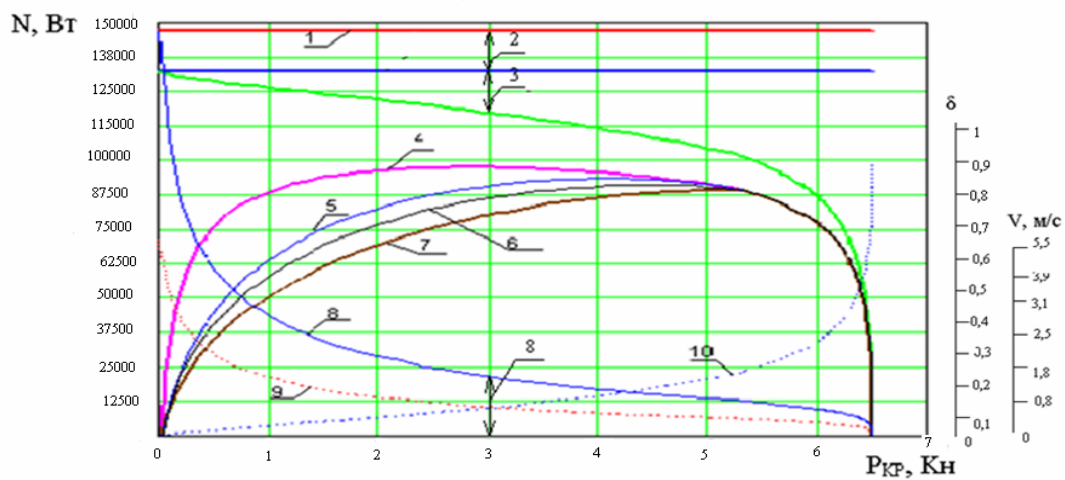


Рисунок 3 – Потери и баланс мощности колесного трактора с мощностью двигателя 147кВт (220 л.с.)

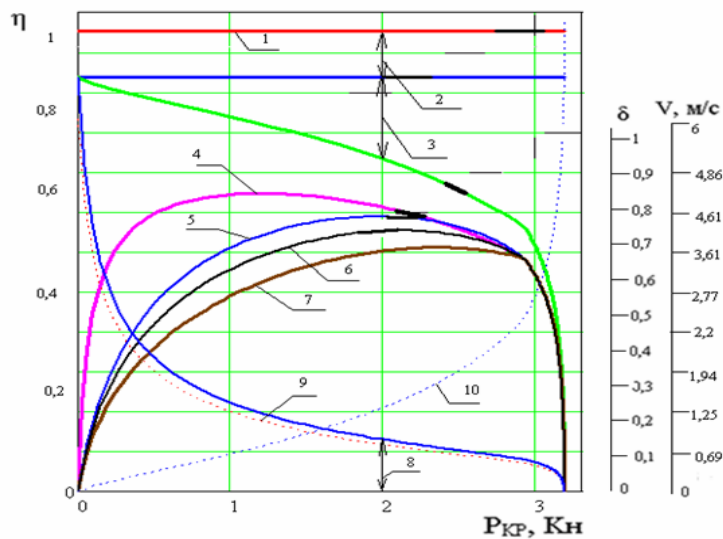


Рисунок 4 – КПД трактора МТЗ-1221

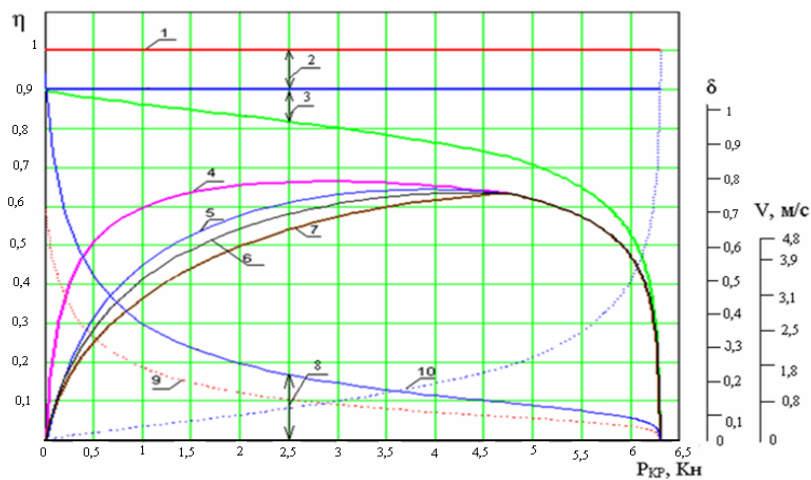


Рисунок 5 – КПД трактора ХТЗ-17221

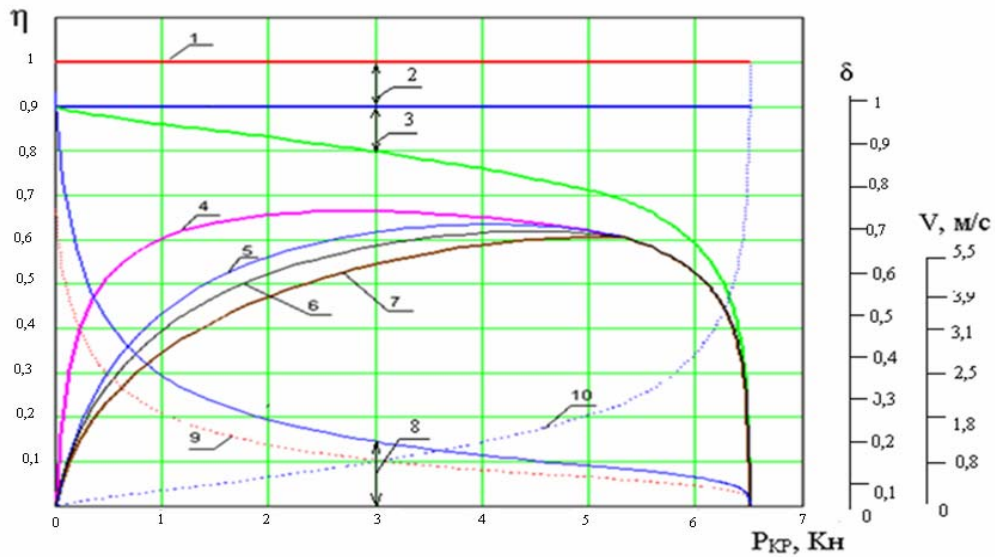


Рисунок 6 – КПД колесного трактора с мощностью двигателя 147кВт (220 л.с.)

Выводы

1) Представлена методика разделения потерь мощности в колесных тракторах, при выполнении основных тяговых сельскохозяйственных операций. 2) Скоростные составляющие потерь при взаимодействии навесных орудий с почвой существенно влияет на классические потенциальные характеристики эксплуатационной мощности и тягового КПД колесных тракторов, уменьшая их максимальные значения от 5 до 20%, соответственно для технологических операций боронование (5-7%), культивации (до 10%), пахоте (15-20%), и существенно сдвигают их максимальные значения на указанных технологических операциях (до 30%) в сторону увеличения крюковой нагрузки, что сопровождается значительным повышением буксования до 70%. 3) Обращает на себя внимание более высокий тяговый КПД примерно на 10-12% выше у тракторов ХТЗ по отношению к МТЗ-1221.

Список литературы: 1. Рославцев А.В. / Теория движения тягово-транспортных средств. Учебное пособие. – М.: УМЦ «ТРИАДА», 2003. – 172 с. 2. Кутьков Г.М. / Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. – М.: Колос, 2004. – 504 с.: илл. 3. Тракторы: Теория / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с. 4. Самсонов В.А. / Оценка эффективности и сравнение тракторов при проектировании и модернизации. Тракторы и сельскохозяйственные машины. №3 М.: 2006. – С.11-16. 5. Коваль А.А., Самородов В.Б./ Влияние составляющих крюковой нагрузки на основные технико-экономические показатели колесного трактора на пахоте. Тракторы и сельскохозяйственные машины. №3 М.:2007.– С.15-17. 6. Самородов В.Б., Лебедев А.Т. Митропан Д.М., Сергиенко Н.Е. Рациональное агрегатирование тракторов на вспашке // Тракторы и сельскохозяйственные машины. №11 М.: 2004. – С. 43-55. 7. Лебедев А.Т., Лебедев С.А. Оптимизация скорости движения тракторного агрегата // Вісник Полтавської державної аграрної академії. – Полтава: ПДАА. – 2006 р. – №4(43). – С. 66-71. 8. Львов Е.Д. Теория трактора. М.: Машгиз, 1960. - 388 с. 9. Кутьков Г.М. Тяговая динамика тракторов. М.: Машиностроение, 1980.-215с. 10. Методические указания по экономической оценке новой тракторной техники. Раздел 3. Нормативные материалы для определения экономического эффекта тракторов и сельскохозяйственных машин с. 140. НАТИ. М: 1982. 11. Мелешко М.Г., Бобровник А.И., Гуськов В.В. и др. Сомнительное сравнение тракторов // Тракторы и сельскохозяйственные машины №6 М.: 2005. – С. 33-34.

УДК 629.114.026

САМОРОДОВ В.Б., д.т.н., проф., НТУ «ХП»

ЯЛОВЛ І.В., аспірант, НТУ «ХП»

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ В БЕЗСТУПІНЧАСТОМУ МЕХАНІЗМІ ПОВОРОТУ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРУ

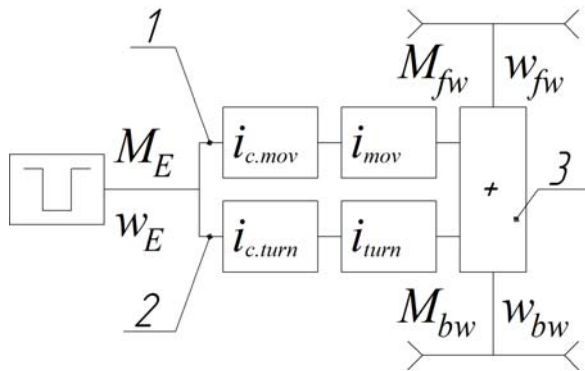
Предложена универсальная методика построения математической модели трансмиссии гусеничного трактора с бесступенчатым механизмом поворота с использованием электрической и гидрообъемной передач. Проведен анализ результатов моделирования и сделаны выводы относительно эффективности использования электрической передачи в бесступенчатом механизме поворота гусеничных тракторов в сравнении с гидрообъемной передачей.

Вступ. На вітчизняних гусеничних тракторах в якості безступінчастих передач механізмів повороту застосовуються лише гідрооб'ємні передачі (ГОП). В даній роботі пропонується в якості передачі, що має безступінчасте регулювання, застосовувати електричну передачу (ЕП) змінного струму, яка включає синхронний генератор (СГ) зі збудженням постійними магнітами, електронний частотний перетворювач (ЧП) та асинхронний двигун (АД). Застосування такої електричної передачі обумовлено відносно високим ККД, а саме 0,83-0,90 в номінальному режимі, надійністю, що зумовлена відсутністю механічних елементів регулювання і жорсткими механічними зв'язками, а також відсутністю потреби в додатковому робочому тілі. Виходячи з приведених переваг електричної передачі постає питання в проведенні дослідної роботи з оцінки ефективності використання електричної передачі в безступінчастому механізмі повороту гусеничного трактору.

Аналіз останніх досягнень та публікацій. На теперішній час питання ефективності застосування електричної передачі в безступінчастих механізмах повороту не розглянуто. В науково-технічній літературі розглянуті лише питання використання електричних передач в двох поточних та повно поточних трансмісіях гусеничних машин [1, 6]. Наявні математичні моделі роботи електропередачі [1, 2, 4, 6] передбачають використання електричних передач лише в тяговому режимі (коли весь потік потужності передається через електричну передачу) в той час, як в механізмі повороту безступінчаста передача короткочасно передає лише керуючий потік потужності під час здійснення повороту.

Мета та постановка задачі. Оцінка ефективності застосування вищезначеної електричної передачі в безступінчастому механізмі повороту передбачає створення математичної моделі трансмісії гусеничного трактора в повороті і отримання зовнішніх якісних і кількісних характеристик. Аналіз отриманих характеристик і порівняння їх з характеристиками трансмісії гусеничного трактора з гідрооб'ємним механізмом повороту дасть змогу оцінити ефективність застосування електричних передач в безступінчастому механізмі повороту гусеничних тракторів.

Методика побудови математичної моделі. Методика побудови математичної моделі безступінчастого механізму повороту гусеничного трактора, який базується на електричній передачі аналогічна методиці побудови математичної моделі для гідрооб'ємного механізму повороту [5] з деякими відмінностями, які стосуються внутрішніх і зовнішніх характеристик безступінчастої електричної передачі [4], це дозволить універсалізувати математичну модель і виключити можливі похибки, які можуть виникнути за рахунок різних методик побудови математичних моделей.



Малюнок 1 – Структурна схема двохпотокової трансмісії: 1 - рушійний потік потужності;
2 - керуючий потік потужності

Трансмісії гусеничних машин з безступінчастими механізмами повороту мають двохпотокову структуру, в яких рушійний потік потужності має зазвичай ступінчасте регулювання, яке здійснюється за допомогою механічної коробки передач, а керуючий потік потужності має безступінчасте регулювання, яке здійснюється безступінчастою передачею. Структурна схема наведена на мал. 1.

Основними зовнішніми характеристиками трансмісії гусеничного трактора в повороті є: радіус повороту, кутова швидкість повороту, ККД

трансмісії в повороті, споживана потужність двигуна. Крім вищезначених характеристик для безступінчастих механізмів повороту також актуальними є і характеристики роботи безступінчастої передачі, а саме: силовий і кінематичний ККД, котрі змінюються в залежності від режиму роботи, тиск робочої рідини в системі гідрооб'ємної передачі і сила струму споживана двигуном для електричної передачі.

Виходячи з малюнку 1 кутові швидкості і крутні моменти для ведучих зірочок гусеничної машини з безступінчастим механізмом повороту матимуть вигляд:

$$w_{fw}, w_{bw} = w_E \cdot (i_{c.mov} \cdot i_{mov} \pm i_{c.turn} \cdot i_{turn}), \quad (1)$$

$$M_{fw}, M_{bw} = M_E \cdot \left(\frac{z_{c.mov}}{i_{c.mov}} \cdot \frac{z_{mov}}{i_{mov}} \pm \frac{z_{c.turn}}{i_{c.turn}} \cdot \frac{z_{turn}}{i_{turn}} \right), \quad (2)$$

де M_E, w_E – крутний момент та кутова швидкість на колінчастому валу двигуна;
 i_{mov}, i_{turn} – передавальні відношення ланцюгів редукторів рушійного та керуючого потоків потужності;
 $i_{c.mov}, i_{c.turn}$ – передавальні відношення керуючих механізмів рушійного і керуючого потоків потужності (коробки перемикання передач і безступінчастої передачі);
 η_{mov}, η_{turn} – ККД ланцюгів редукторів рушійного та керуючого потоків потужності;
 $\eta_{c.mov}, \eta_{c.turn}$ – силовий ККД керуючих механізмів рушійного і керуючого потоків потужності (коробки перемикання передач і безступінчастої передачі).
 Керуючий механізм керуючого потоку потужності (безступінчаста передача) крім самого варіатору, в ролі якого може використовуватись гідрооб'ємна або

електрична передачі, містить редуктор узгодження кутових швидкостей колінчастого валу двигуна і вхідного валу варіатора. В той же час відомі варіатори крім силового ККД характеризуються також і кінематичним ККД. Враховуючи вище означене формула для визначення передавального відношення механізму керуючого потоку потужності матиме вигляд

$$i_{c.turn} = i_{ccd} \cdot i_{var}, \quad (3)$$

де i_{ccd} – передавальне відношення редуктору узгодження;
 i_{var} – передавальне відношення варіатору з врахуванням кінематичного ККД.
 Силовий ККД механізму керуючого потоку потужності

$$\eta_{c.turn} = \eta_{ccd} \cdot \eta_{S.var}. \quad (4)$$

де η_{ccd} – ККД редуктору узгодження;
 $\eta_{S.var}$ – силовий ККД варіатору.

В той час, як кутова швидкість двигуна w_E відома, реактивний крутний момент M_E , кінематичний та силовий ККД безступінчастих передач залежать від реактивних моментів на ведучих зірочках гусениць M_{fw} , M_{bw} , які в свою чергу залежать від кутової швидкості повороту і поточного значення радіусу повороту.

Радіус повороту трактору визначається за формулою

$$R_p = \frac{v_t}{w_p}. \quad (5)$$

де v_t , w_p – лінійна та кутова швидкості центру ваги трактору, м/с та рад/с;

$$v_t = \frac{w_{fw} + w_{bw}}{2} \cdot r_z, \quad (6) \quad w_p = \frac{w_{fw} - w_{bw}}{B_g} \cdot r_z. \quad (7)$$

де B_g , r_z – поперечна база трактору і радіус ведучої зірочки, м;
 Крутні моменти на ведучих зірочках, Нм

$$M_{fw} = \frac{G_t \cdot r_z}{2} \left(f_g + \frac{\mu_p \cdot L_g}{4 \cdot B_g} \right), \quad (8) \quad M_{bw} = \frac{G_t \cdot r_z}{2} \left(f_g - \frac{\mu_p \cdot L_g}{4 \cdot B_g} \right). \quad (9)$$

де G_t , L_g – вага та повздовжня база трактора, відповідно Н і м;
 f_g , μ_p – коефіцієнт опору перекочування гусениць та коефіцієнт опору повороту

$$\mu_p = \frac{\mu_{max}}{1 + \xi \cdot (R_p / B_g - 1)} \cdot r_z, \quad (10)$$

де μ_{max} , ξ – коефіцієнти максимального опору повороту та зсуву ґрунту.

Знаючи крутні моменти на ведучих зірочках можна визначити режим роботи безступінчастої передачі, що дозволить визначити її кінематичний і силовий ККД.

Для гідрооб'ємної передачі кінематичний та силовий ККД [1] дорівнюють:

$$\eta_{K \text{ var}} = \left(1 - \frac{K_y \cdot 2\pi}{\mu_d} \cdot \frac{|p| \cdot (1 + C_y \cdot |w_{\text{var}1}|)}{|e| \cdot D_q^3 \cdot |w_{\text{var}1}|} \right) \cdot \frac{1}{1 + \frac{K_y \cdot 2\pi}{\mu_d} \cdot \frac{|p| \cdot (1 + C_y \cdot |w_{\text{var}2}|)}{D_q^3 \cdot |w_{\text{var}2}|}}, \quad (11)$$

$$\eta_{S \text{ var}} = \frac{1}{1 + \frac{K_1 \cdot |w_{\text{var}1}|}{|p \cdot e|} \cdot (1 + K_2 \cdot |e|) + \frac{K_5 \cdot (1 + K_4 \cdot |e|)}{|e| \cdot (1 + K_3 \cdot |w_{\text{var}1}| \cdot D_q)} + \frac{K_8 \cdot (1 + K_7 \cdot |e|)}{|p \cdot e| \cdot (1 + K_6 \cdot |w_{\text{var}1}| \cdot D_q)}} \times \\ \times 1 - \frac{K_1 \cdot |w_{\text{var}2}|}{|p|} \cdot (1 + K_2) - \frac{K_5 \cdot (1 + K_4)}{1 + K_3 \cdot |w_{\text{var}2}| \cdot D_q} - \frac{K_8 \cdot (1 + K_7)}{|p| \cdot (1 + K_6 \cdot |w_{\text{var}2}| \cdot D_q)}, \quad (12)$$

де e – параметр регулювання;
 C_y, K_i – коефіцієнти втрат в ГОП;
 D_q – характерний розмір гідромашини;
 μ_d – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини;
 p – тиск робочої рідини в системі ГОП;
 $w_{\text{var}1}, w_{\text{var}2}$ – кутові швидкості вхідного і вихідного валів керуючого механізму керуючого потоку потужності (безступінчастої передачі)

$$w_{\text{var}1} = w_E \cdot i_{\text{ccd}}, \quad (13) \quad w_{\text{var}2} = w_{\text{var}1} \cdot e = w_E \cdot i_{\text{ccd}} \cdot e. \quad (14)$$

Тиск робочої рідини в системі ГОП

$$p = \frac{M_{\text{var}2}}{q}, \quad (15)$$

де q – продуктивність гідромотору;
 $M_{\text{var}2}$ – крутний момент на валу безступінчастої передачі, Н·м;

$$M_{\text{var}2} = \frac{i_{\text{turn}}}{\eta_{\text{turn}}} \cdot (M_{\text{fw}} - M_{\text{bw}}). \quad (16)$$

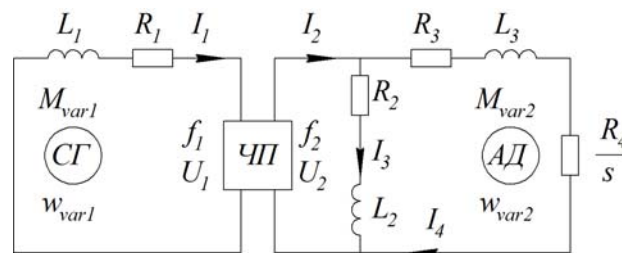
Кінематичне передавальне відношення для гідрооб'ємної передачі дорівнює

$$i_{\text{var}} = e \cdot \eta_{K \text{ var}}. \quad (17)$$

Визначення зовнішніх характеристик електричної передачі, за умов застосування її в механізмі повороту, відрізняється від відомих методик [2, 3, 4, 7]. Така відмінність зумовлена необхідністю забезпечення заданих режимів роботи електричної передачі, а саме наявності жорсткої функціональної залежності реактивного крутного моменту від обертів валу АД, що впливає з умов динаміки повороту гусеничного трактору [1]. Така функціональна залежність зовнішніх робочих характеристик

електричної передачі, так само як і для ГОП, спричиняє необхідність застосування ітераційного підходу для визначення умов рівноваги кінематичних і силових факторів. Проте для побудови спрощеної математичної моделі роботи електричної передачі скористаємось формулами відомих методик [2, 3, 4, 6].

Електрична передача складається з синхронного генератора змінного струму, частотного перетворювача та асинхронного двигуна змінного струму, її спрощена схема заміщення [6] наведена на малюнку 2.



Малюнок 2 – Схема заміщення електричної передачі

На малюнку 2 L_1 , R_1 – індуктивність і опір обмоток статора синхронного генератора; L_2 , R_2 – індуктивність і опір обмоток у контурі намагнічування асинхронного двигуна; L_3 , R_3 – індуктивність і опір обмоток статора АД; R_4 – вторинний приведений опір ротору АД; M_1 , ω_1 – момент та кутова швидкість на валу СГ; M_2 , ω_2 – момент та кутова швидкість на валу АД; U_1 , U_2 – фазна напруга на вході та виході ЧП; f_1 , f_2 – частота трифазної напруги на вході та виході ЧП.

Враховуючи незначні зміни ККД синхронного генератора та електронного частотного перетворювача від режиму навантаження [2], основною задачею для отримання зовнішніх характеристик електричної передачі постає моделювання роботи асинхронного двигуна залежно від силових та кінематичних факторів навантаження.

По аналогії з гідروоб'ємною передачею в електричній передачі змінного струму застосовується термін «параметр регулювання» (аналог e для ГОП), котрий дорівнює відношенню поточної частоти трифазного струму АД до номінальної. А враховуючи необхідність зменшення напруги для зменшення струму ротору на малих частотах [4], параметр регулювання також дорівнює відношенню поточної і номінальної напруги

$$e = \frac{f_2}{f_{2n}} = \frac{U_2}{U_{2n}}. \quad (18)$$

В такому разі передавальне відношення електричної передачі дорівнює

$$i_{\text{var}} = \frac{w_{\text{var}2}}{w_{\text{var}1}} = \frac{w_{02} \cdot \eta_{K.\text{var}}}{w_{\text{var}1}} = \frac{w_{02} \cdot (1-s)}{w_{\text{var}1}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot f_2 \cdot (1-s)}{w_{\text{var}1}}, \quad (19)$$

де w_{02} – синхронна кутова швидкість магнітного поля ротору АД, рад/с;
 s – поточне значення ковзання ротору двигуна.

Поточне значення ковзання ротору двигуна можна визначити за допомогою формули для визначення крутного моменту [4]

$$s = -\frac{R_4 \left(\sqrt{9U_2^4 - 12R_3 \cdot M_{\text{var}2} \cdot U_2^2 \cdot w_{02} - 4M_{\text{var}2}^2 \cdot X_3^2 \cdot w_{02}^2} - 3U_2^2 + 2R_3 \cdot M_{\text{var}2} \cdot w_{02} \right)}{2 \cdot M_{\text{var}2} \cdot w_{02} \cdot (R_3^2 + X_3^2)} \quad (20)$$

Загальний струм асинхронного двигуна на заданому режимі

$$I_2 = I_3 + I_4 = \frac{U_2}{\sqrt{R_2^2 + (L_2 \cdot 2\pi \cdot f_2)^2}} + \frac{U_2}{\sqrt{(R_3 + R_4/s)^2 + (L_3 \cdot 2\pi \cdot f_2)^2}} \quad (21)$$

ККД асинхронного двигуна [3] та загальний ККД електропередачі дорівнює

$$\eta_2 = \frac{M_{\text{var}2} \cdot w_{\text{var}2}}{3 \cdot U_2 \cdot I_2 \cdot \cos(\varphi)}, \quad (22) \quad \eta_{S.\text{var}} = \eta_1 \cdot \eta_{ft} \cdot \eta_2. \quad (23)$$

де η_1, η_{ft} – ККД синхронного генератора та частотного перетворювача.
 φ – кут відставання фази току від фази напруги;

$$\varphi = \arctan \frac{\text{Im} Z_{k2}}{\text{Re} Z_{k2}}, \quad (24)$$

де Z_{k2} – зворотне значення комплексного опору ланцюга електродвигуна

$$Z_{k2} = \frac{R_2 + R_3 + R_4/s + j \cdot 2\pi \cdot f_2 \cdot (L_2 + L_3)}{(R_2 + j \cdot 2\pi \cdot f_2 \cdot L_2) \cdot (R_3 + R_4/s + j \cdot 2\pi \cdot f_2 \cdot L_3)}. \quad (25)$$

Підставляючи отримані значення кінематичного ККД для безступінчастих передач до формули (1) та проводячи декілька ітерацій отримаємо характеристики трансмісії трактору в повороті з урахуванням кінематичних втрат в трансмісії трактору.

Виходячи з формули (2) визначаємо реактивний момент на колінчастому валі двигуна:

$$M_E = \left(\frac{i_{c.\text{mov}}}{iE_{c.\text{mov}}} \cdot \frac{i_{\text{mov}}}{iE_{\text{mov}}} + \frac{i_{c.\text{turn}}}{iE_{c.\text{turn}}} \cdot \frac{i_{\text{turn}}}{iE_{\text{turn}}} \right) \cdot M_{fw} + \left(\frac{i_{c.\text{mov}}}{iE_{c.\text{mov}}} \cdot \frac{i_{\text{mov}}}{iE_{\text{mov}}} - \frac{i_{c.\text{turn}}}{iE_{c.\text{turn}}} \cdot \frac{i_{\text{turn}}}{iE_{\text{turn}}} \right) \cdot M_{bw}. \quad (26)$$

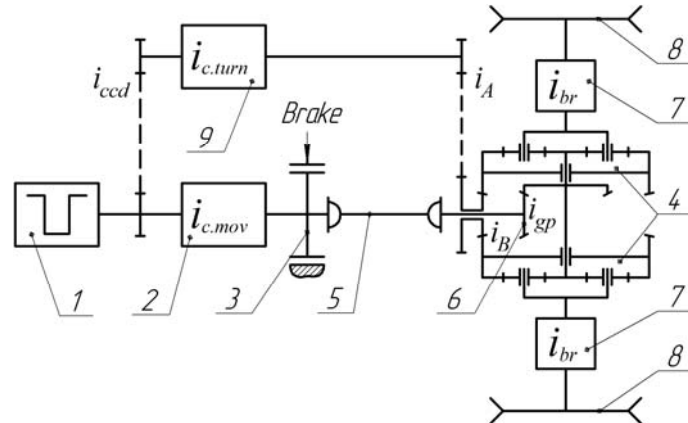
Загальний та середній ККД трансмісії гусеничного трактору в повороті визначаємо за формулами:

$$\eta_{tr} = \frac{N_{out}}{N_{in}}, \quad (27) \quad \eta_{trsr} = \frac{1}{e} \cdot \int_0^e \eta_{tr} d(i_{\text{var}}). \quad (28)$$

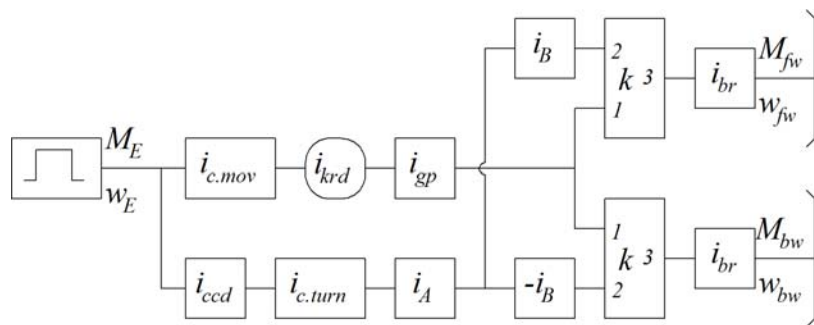
де $i_{\text{var.min}}, i_{\text{var.max}}$ – мінімальне та максимальне передавальне відношення варіатору;
 N_{in}, N_{out} – вхідна та вихідна потужності трансмісії з врахуванням рекуперації

$$N_{in} = M_E \cdot w_E, \quad (29) \quad N_{out} = M_{fw} \cdot w_{fw} + M_{bw} \cdot w_{bw}. \quad (30)$$

Побудова математичних моделей трансмісії гусеничного трактора з використанням безступінчастих гідрооб'ємної та електричної передач. Для побудови математичної моделі в якості прототипу обрано гусеничний трактор ХТЗ-200 з застосуванням альтернативної конструкції безступінчастого механізму повороту гусеничних самохідних машин [7]. Кінематична схема трансмісії представлена на малюнку 3, структурна схема – на малюнку 4.



Малюнок 3 - Кінематична схема трансмісії: 1 – ДВЗ; 2 – коробка передач; 3 – гальмо, що забезпечує поворот трактора на місці; 4 – трьохланковий планетарний механізм; 5 – карданна передача; 6 – головна передача; 7 – бортовий редуктор; 8 – ведуча зірочка; 9 – безступінчата передача



Малюнок 4 - Структурна схема трансмісії

Передавальні числа досліджуваної трансмісії підібрані таким чином, що швидкості руху проектуваного трактору та радіуси повороту співпадають зі штатними для трактора ХТЗ-200. В якості безступінчастих передач в механізмі повороту застосовується гідрооб'ємна передача ГСТ-90 (застосовується в штатному механізмі повороту) і електрична передача яка складається з: синхронного генератора Lenze SJ200L4 номінальною потужністю 50,4 кВт, напівпровідникового частотного перетворювача Lenze EVF9330-EV потужністю 45 кВт та асинхронного двигуна основного типу виконання 4A200L2Y3 потужністю 45 кВт [3]. Елементи електричної передачі мають загальне призначення, що передбачає наявність додаткових функцій та опцій котрі не будуть використовуватись в механізмі повороту, але також негативно впливають на масово-габаритні показники трансмісії. Проте, вибір вищезначених елементів електричної передачі є достатнім для проведення числового експерименту і оцінки ефективності застосування електричної передачі в безступінчастому механізмі повороту гусеничного трактору.

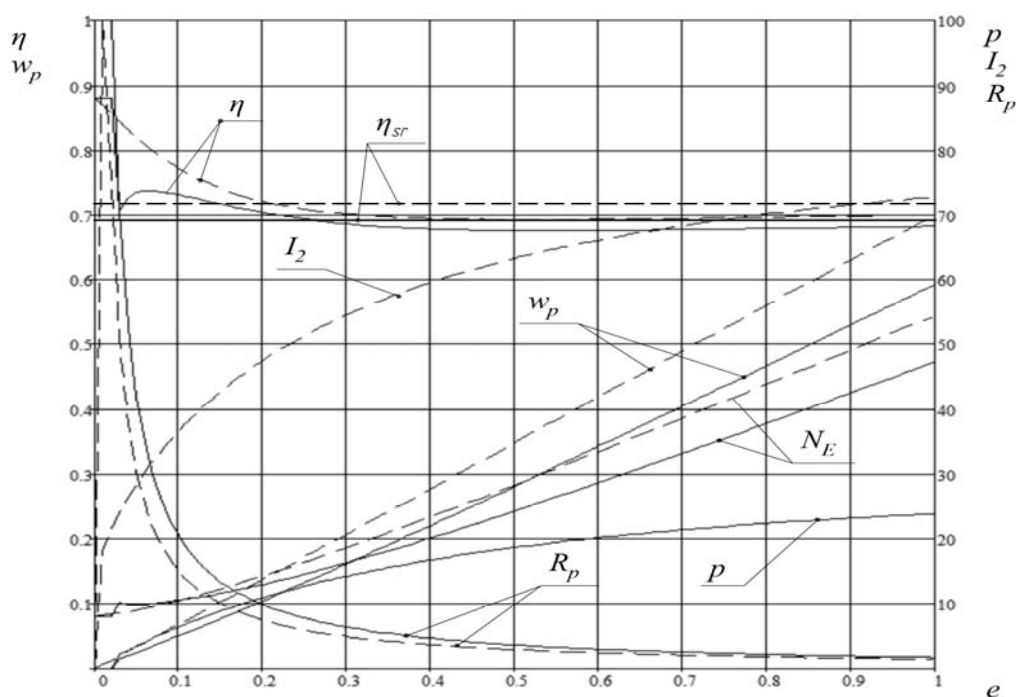
Для побудови математичної моделі роботи трансмісії і отримання основних характеристик трансмісії обраного трактора в повороті за допомогою вищеописаної методики необхідно лише визначити передавальні відношення ланцюгів редукторів рушійного та керуючого потоків потужності для досліджуваної трансмісії:

$$i_{mov} = i_{gp} \cdot \frac{1}{1-k} \cdot i_{br}, \quad (31)$$

$$i_{turn} = i_A \cdot i_B \cdot \frac{k}{k-1} \cdot i_{br}. \quad (32)$$

де k – внутрішнє передавальне число планетарного редуктора.

Результати математичного моделювання повороту трактору представлені на малюнку 5 у вигляді графіків зовнішніх характеристик роботи трансмісії в повороті за умов руху трактора на першій передачі.



Малюнок 5 – Результати моделювання повороту трактору ХТЗ-200

— з гідрооб'ємною передачею; - - - - з електричною передачею

Аналізуючи результати моделювання та масово-габаритні характеристики можна зробити висновок, що застосування електричної передачі в безступінчастому механізмі повороту гусеничного трактору не є однозначно ефективнішим ніж застосування гідрооб'ємної передачі. Так за умов застосування електричної передачі покращується маневреність та збільшується ККД трансмісії в повороті. Це впливає при порівнянні показників середнього та поточного ККД трансмісії в повороті та кутової швидкості і радіусу повороту. Так трансмісія з механізмом повороту, який керується електричною передачею має в середньому на 2% вищий ККД. Також для електричної передачі відсутні провали ККД під час початку роботи безступінчастої передачі. Це відбувається за рахунок специфіки застосування електричної передачі в механізмі повороту, а саме високих значень коефіцієнту потужності асинхронного двигуна на початку повороту, коли реактивний момент від ведучих зірочок на валу АД практично відсутній і пуск відбувається в режимі наближеному до холостого, а за

рахунок низької частоти струму живлення індукційні втрати практично не впливають на крутний момент АД. Підвищення споживаної потужності ДВЗ спостерігається за рахунок зменшення мінімального радіусу повороту, а відповідно і збільшення моменту опору повороту трактору. Струм АД в момент старту сягає 25% від номінального і піднімається за параболическим законом до значень близьких до номінального. Ковзання ротору АД в момент старту сягає 10% і змінюється по закону близькому до лінійного від 5% до 1,2% при мінімальному радіусі повороту.

В той же час слід зазначити, що електрична передача поступається гідрооб'ємній за масово-габаритними показниками, так запропонована в даній роботі ЕП має масу близько 600 кг, в той час як ГОП лише 200 кг. Вартість гідрооб'ємного приводу (застосування ГСТ-90 коштуватиме близько 1400€) також менша ніж у електричної передачі (за рахунок високих цін на кольорові метали розглянута в роботі електрична передача коштуватиме близько 2400€), проте експлуатаційні витрати у електричної передачі значно нижчі ніж у гідрооб'ємної, а надійність вища.

Проте не дивлячись на вказані недоліки і спираючись на якісні та кількісні показники отримані в результаті моделювання, застосування електричної передачі в безступінчастих механізмах повороту гусеничних тракторів є ефективним.

Висновки

1. В даній роботі вперше було представлено методику побудови універсальної математичної моделі трансмісії гусеничного трактору з безступінчастим механізмом повороту, що базується на керованій електричній передачі, котра складається з синхронного генератора, електронного частотного перетворювача і асинхронного двигуна, та на гідрооб'ємній керованій передачі аксіально-поршневого типу.
2. На основі представленої методики побудовано математичні моделі роботи трансмісії трактора ХТЗ-200 з застосуванням вищезазначених безступінчастих передач і отримано графічну залежність основних параметрів трансмісії трактора в повороті.
3. Проведено аналіз результатів математичного моделювання на базі яких зроблено висновки з ефективності застосування електричної передачі в безступінчастому механізмі повороту гусеничних тракторів.

Список літератури: 1. *Александров Е.Е., Самородов В.Б., Волонцевич Д.О., Палащенко А.С.* Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. В 10-ти томах. Том 3: Бесступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования. –Харьков, ХГПУ, 1997. –185с. 2. *Кацман М.М.* Расчет и конструирование электрических машин: Учеб. пособие для техникумов. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 360 с. 3. *Кравчик А.Э., Шлаф М.М., Афонин В.И., Соболенская Е.А.* Асинхронные двигатели серии 4А: Справочник. – М.: Энергоиздат, 1982. – 504 с. 4. *Чиликин М.Г., Сандлер А.С.* Общий курс электропривода. М.: Энергоиздат, 1981. – 576 с. 5. *Самородов В.Б., Яловол І.В.* Визначення раціональних конструктивних параметрів безступінчастого гідрооб'ємного механізму повороту . – Вісник НТУ «ХПІ». Тематичний випуск «Автомобіле- та тракторобудування» – Збірник наукових праць. – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. - № 58. 6. *Буряковский С.Г., Рогов А.В., Таран И.А., Самородов В.В.* Інформаційні технології при проектуванні та розрахунку безступінчастих трансмісій на базі електричних передач. – Механіка та машинобудування – Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. - № 1. – 288 с. 7. Державний патент України на корисну модель №30627 від 11.03.2008 «Безступінчастий планетарний механізм повороту гусеничних самохідних машин».

УДК 621.43

ІЛЬЧЕНКО А.В., к.т.н., доц., ЖДТУ
ЛОМАКІН В.О., аспірант, ЖДТУ

ЗМІНА МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМА ДВИГУНА З ПРИЧІПНИМ ШАТУНОМ

Отримано математичну модель зміни моменту інерції кривошипно-шатунного механізму з причіпним шатуном двигунів внутрішнього згоряння та визначено вплив масово-геометричних параметрів вказаних механізмів на цю зміну.

Аналіз процесу зміни приведенного моменту інерції кривошипно-шатунних механізмів двигунів з різними типами з'єднання шатуна, постановка задачі дослідження. На сьогоднішньому етапі розвитку автомобілебудування однією з основних задач є покращення екологічності та економічності транспортних засобів. Останні потребують, в першу чергу, контролю та регулювань всіх параметрів двигуна. Однією з найважливіших характеристик роботи двигуна є крутний момент. Враховуючи основний закон динаміки обертового руху, суттєвий вплив на крутний момент чинить приведений момент інерції (ПМІ) кривошипно-шатунного механізму (КШМ).

У випадку одноциліндрового поршневого двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) ПМІ при зміні кута повороту колінчастого вала (КВ) змінюється за законом, що наведений в [1]. В даному законі всі коефіцієнти та вільні члени визначаються через масово-геометричні параметри (МГП) КШМ поршневого ДВЗ, що дало змогу розробити рекомендації щодо вибору МГП КШМ за умови мінімальної зміни ПМІ КШМ відносно осі КВ.

В [2, 3] були розглянуті найпоширеніші схеми КШМ поршневих ДВЗ та визначені відповідні закони зміни їх ПМІ, проаналізовано коефіцієнти зміни ПМІ КШМ δ , та періоди зміни ПМІ за кутом повороту КВ (табл.). Також було запропоновано період зміни ПМІ КШМ ДВЗ визначити як відношення 360° до кількості не співпадаючих півплощин, що утворені віссю обертання КВ та будь-якою точкою, що лежить на осі шатунної шийки КВ одного ряду циліндрів.

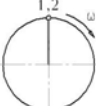
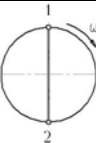
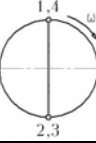
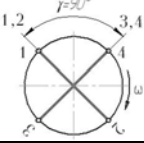
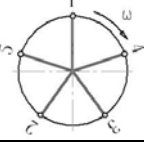
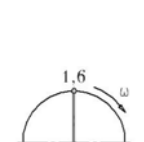
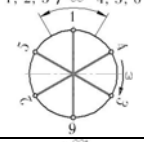
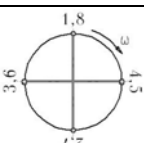
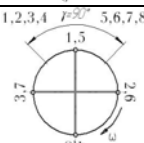
На практиці також використовуються інші схеми КШМ багатоциліндрових поршневих ДВЗ, а саме: опозитні, W-подібні, H-подібні, трикутні, зіркоподібні тощо [6]. Ці КШМ можуть мати один або декілька КВ.

На сьогоднішній день поза увагою авторів залишилися багатоциліндрові ДВЗ з КШМ, що містять причіпні.

Задачею даного дослідження є визначення величин зміни ПМІ КШМ ДВЗ з причіпним шатуном відносно осі КВ в залежності від кута його повороту, оскільки непостійність ПМІ за оберт КВ впливає на КМ будь-яких ДВЗ.

В [6] сумарний ПМІ КШМ V-подібного ДВЗ було запропоновано визначати як суму ПМІ кривошипів правого ряду циліндрів та лівого, враховуючи співвідношення між кутами повороту кривошипів правого і лівого рядів циліндрів.

Таблиця – Зміна ПМІ найрозповсюджених схем КШМ поршневих ДВЗ [2–4]

Число циліндрів	Схема розташування кривошипів рядних ДВЗ	Схема розташування кривошипів V-подібних ДВЗ	Наближена формула визначення зміни ПМІ КШМ	Коефіцієнт зміни ПМІ КШМ, δ_I	Період зміни ПМІ, ° П.К.В.
1		—	$I = A \cos^2 \varphi + B \cos \varphi + C + I_{ш} + I_n + I_k$	0,958	360
2		—	$I = 2(A \cos^2 \varphi + B \cos \varphi + C + I_{ш} + I_n + I_k)$	0,958	360
2		—	$I = 2(A \cos^2 \varphi + C + I_{ш} + I_n + I_k)$	0,138	180
4			$I = 4(A \cos^2 \varphi + C + I_{ш} + I_n + I_k)$	0,138	180
5		—	$I = 2,5(A + 2(C + I_{ш} + I_n + I_k))$	$5,31 \cdot 10^{-5}$	72
6			$I = 3(A + 2(C + I_{ш} + I_n + I_k))$	0,01	120
8			$I = 4(A + 2(C + I_{ш} + I_n + I_k))$	0	0
12	—		$I = 6(A + 2(C + I_{ш} + I_n + I_k))$	0	0

Примітка: значення δ_I розраховані для наступних МГП КШМ (без врахування маховика): радіус кривошипа $R=40$ мм, питома маса шатуна $m_{ш}=176,1$ кг/м², питома маса поршня $m_n=111$ кг/м², питома маса одного коліна КВ без противаг $m_k=184,1$ кг/м², відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна $\lambda=0,286$, відносна відстань від осі поршневого пальця до ЦМ шатуна $x_L=0,75$, відносна відстань від осі КВ до ЦМ коліна вала без противаг $k=0,59$, діаметр поршня $D_n=70$ мм, ПМІ відносно осі, що проходить через ЦМ шатуна $I_{ш}=2,75 \cdot 10^{-3}$ кг·м², ПМІ поршневої групи $I_n=2,55 \cdot 10^{-4}$ кг·м² та ПМІ коліна вала без противаг $I_k=4,39 \cdot 10^{-4}$ кг·м².

Виклад основного матеріалу. У випадку опозитного ДВЗ для знаходження сумарного моменту інерції КШМ підходить методика щодо V-подібних двигунів за умови $\gamma = 180^\circ$. На практиці також часто використовуються КШМ з шатунами центрального з'єднання. В цьому випадку необхідно враховувати, що шатуни (центральный та внутрішній) мають різну геометричну форму та центральні моменти інерції (ЦМІ), та також використовувати методику щодо V-подібних двигунів.

Розглянемо КШМ ДВЗ з причіпним шатуном. Така схема КШМ найчастіше використовується в V-, W- та зіркоподібних ДВЗ [7, 9]. Загальна схема КШМ з причіпним шатуном V-подібного ДВЗ зображена на рис. 1.

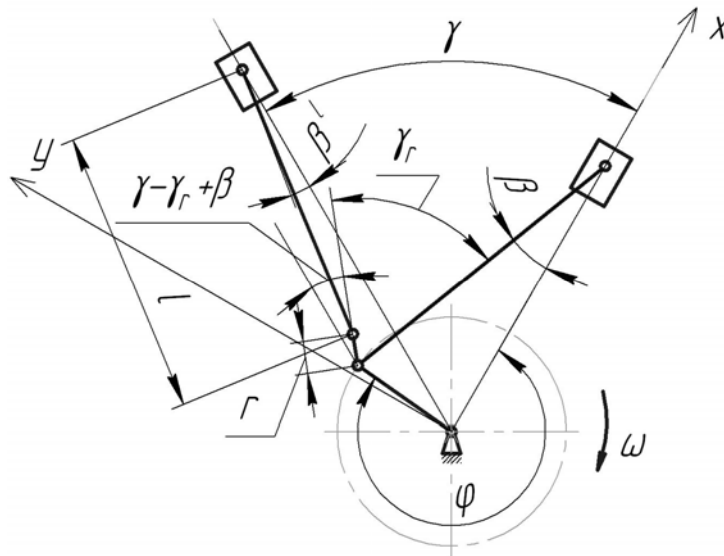


Рисунок 1 – Схема КШМ з причіпним шатуном V-подібного ДВЗ

В загальному випадку величини $\gamma_r \neq \gamma$. Зазвичай в сучасних зіркоподібних або багаторядних ДВЗ використовують КШМ з $\gamma_r = \gamma$. В V-подібних дворядних двигунах γ_r незначно відрізняється від γ , наприклад у двигунів В-2 та АМ-34 при $\gamma = 60^\circ$ значення γ_r , відповідно, дорівнюють 57° та $66^\circ 58'$ [9]. Величину r обирають як найменшу, виходячи з конструктивних міркувань: чим менша відстань r , тим ближча кінематика причіпного шатуна до кінематики головного. Основною умовою визначення довжини причіпного шатуна l є забезпечення однакового ступеню стиску в циліндрах.

Для проведення подальшого аналізу прийемо деякі спрощення: ЦМ головного шатуна лежить на прямій, що з'єднує вісі шатунної шийки та поршневого пальця; будемо вважати, що відносна відстань від осі пальця до ЦМ головного шатуна x_L змінюється в таких же межах, як у випадку рядних ДВЗ, а ЦМ причіпного шатуна лежить посередині його довжини; прийемо максимальне значення кута розвалу $\gamma = 90^\circ$; відстань r змінюється в межах 20-40 мм; довжина причіпного шатуна $l \approx L - r$; значення інших МГП прийемо такими ж, як в [8].

Позначимо ЦМІ головного шатуна I_w^z , а причіпного – I_w^n . Прийемо напрямок осі x вздовж осі циліндра головного шатуна та напрямок осі x^l вздовж осі циліндра причіпного шатуна. В цьому випадку для ПМІ кривошипа головного шатуна при зміні кута повороту КВ справедливий вираз, що наведений в [1]. Координати ЦМ причіпного шатуна та його поршневої групи матимуть вигляд (рис. 1):

$$\begin{cases} x_u^l = R \cos(\varphi - \gamma) + r \cos(\gamma - \gamma_r + \beta) + \frac{l}{2} \cos \beta^l \\ y_u^l = \frac{l}{2} \sin \beta^l \end{cases}; \begin{cases} x_n^l = R \cos(\varphi - \gamma) + r \cos(\gamma - \gamma_r + \beta) + l \cos \beta^l \\ y_n^l = 0 \end{cases}. \quad (1)$$

Відомо, що для КШМ ДВЗ [4]:

$$\begin{aligned} \sin \beta &= \lambda \sin \varphi \\ \sin \beta^l &= \frac{R \sin(\varphi - \gamma) - r \sin(\gamma - \gamma_r + \beta)}{l} \end{aligned} \quad (2)$$

Оскільки в сучасних ДВЗ використовують КШМ з $\gamma_r = \gamma$, а в V-подібних дворядних двигунах γ_r незначно відрізняється від γ , для спрощення подальшого аналізу приймемо $\gamma_r = \gamma$. Тоді вираз (1), враховуючи (2), можна записати, мм:

$$\begin{cases} x_u^l = R \cos(\varphi - \gamma) + r \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} + \frac{l}{2} \sqrt{1 - \frac{1}{l^2} (R \sin(\varphi - \gamma) - r \sin \varphi)^2} \\ y_u^l = \frac{R \sin(\varphi - \gamma) - r \lambda \sin(\varphi)}{2} \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} x_n^l = R \cos(\varphi - \gamma) + r \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} + l \sqrt{1 - \frac{1}{l^2} (R \sin(\varphi - \gamma) - r \sin \varphi)^2} \\ y_n^l = 0 \end{cases}$$

Враховуючи (3) та теорему Штейнера, ПМІ відносно осі КВ причіпного шатуна та його поршневої групи, можна записати, кг·м²:

$$I_p^n = I_u^n + I_n + 0,79 D_n^2 \cdot \left[m_n \left(R \cos(\varphi - \gamma) + r \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} + l \sqrt{1 - \frac{R^2}{l^2} \left(\sin(\varphi - \gamma) - \frac{r}{L} \sin \varphi \right)^2} \right)^2 + m_u \left[\left(R \cos(\varphi - \gamma) + r \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} + \frac{l}{2} \sqrt{1 - \frac{R^2}{l^2} \left(\sin(\varphi - \gamma) - \frac{r}{L} \sin \varphi \right)^2} \right)^2 + \left(\frac{R \sin(\varphi - \gamma) - r \lambda \sin(\varphi)}{2} \right)^2 \right] \right] \quad (4)$$

В (4) входять радикали $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}$ та $\sqrt{1 - \frac{R^2}{l^2} \left(\sin(\varphi - \gamma) - \frac{r}{L} \sin \varphi \right)^2}$. Перший майже завжди дорівнює одиниці, тому їм можна знехтувати [8]. Другий приймає значення також близькі до одиниці, але лише при максимально можливих значеннях радіуса кривошипа R та мінімальній відстані r , що на практиці справедливо далеко не завжди, отже, кг·м²:

$$I_p^n = I_{uu}^n + I_n + 0,79D_n^2 \cdot$$

$$\left[m_n \left(R \cos(\varphi - \gamma) + r + l \sqrt{1 - \frac{R^2}{l^2} (\sin(\varphi - \gamma) - \frac{r}{L} \sin \varphi)^2} \right)^2 + \right.$$

$$\left. m_{uu} \left[\left(R \cos(\varphi - \gamma) + r + \frac{l}{2} \sqrt{1 - \frac{R^2}{l^2} (\sin(\varphi - \gamma) - \frac{r}{L} \sin \varphi)^2} \right)^2 + \right. \right.$$

$$\left. \left. \left(\frac{R \sin(\varphi - \gamma) - r \lambda \sin(\varphi)}{2} \right)^2 \right] \right] \quad (5)$$

Остаточню ПМІ КШМ з причепними шатунами у залежності від кута повороту КВ матиме вигляд, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$:

$$I_p = A \cos^2 \varphi + B \cos \varphi + C + 2I_n + I_k + I_{uu}^e + I_{uu}^n + 0,79D_n^2 \cdot$$

$$\left[m_n \left(R \cos(\varphi - \gamma) + r + l \sqrt{1 - \frac{R^2}{l^2} (\sin(\varphi - \gamma) - \frac{r}{L} \sin \varphi)^2} \right)^2 + \right.$$

$$\left. m_{uu} \left[\left(R \cos(\varphi - \gamma) + r + \frac{l}{2} \sqrt{1 - \frac{R^2}{l^2} (\sin(\varphi - \gamma) - \frac{r}{L} \sin \varphi)^2} \right)^2 + \right. \right.$$

$$\left. \left. \left(\frac{R \sin(\varphi - \gamma) - r \lambda \sin(\varphi)}{2} \right)^2 \right] \right] \quad (6)$$

Для подальшого аналізу (6) прийнемо спрощення: $I_{uu}^e = I_{uu}^n = I_{uu}$, а значення інших МГП – згідно [8].

Проаналізувавши вираз (6) при всіх можливих значеннях МГП КШМ ДВЗ було встановлено, що коефіцієнт зміни ПМІ КШМ ДВЗ δ_I приймає мінімальне значення 0,42 (без врахування суми $2I_{uu} + 2I_n + I_k$) при мінімально можливому значенні діаметра поршня D_n , мінімально можливому значенні відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна λ , максимально можливих відносній відстані від осі пальця до ЦМ шатуна x_L та відносній відстані від осі КВ до ЦМ коліна вала без противаг k , мінімально можливих значеннях питомої маси поршневої групи m_n , шатуна m_{uu} та радіуса кривошипа, максимально можливому значенні кута розвалу циліндрів γ , максимально можливому значенні питомої маси кривошипа m_k та мінімальній відстані r .

Вираз (6) показує закон зміни ПМІ одного причепного та головного шатунів. У випадку багатоциліндрового (більше 2-х) V-подібного ДВЗ з причепними шатунами необхідно знайти суму всіх пар шатунів з відповідним зміщенням, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$:

$$I_p = \sum_{i=1}^m \left[\begin{aligned} & A \cos^2(\varphi + \alpha_i) + B \cos(\varphi + \alpha_i) + C + 2I_n + I_k + I_u^e + I_u^n + 0,79D_n^2 \cdot \\ & \left(m_n \left(\frac{R \cos(\varphi - \gamma + \alpha_i) + r +}{l \sqrt{1 - \frac{R^2}{l^2} (\sin(\varphi - \gamma + \alpha_i) - \frac{r}{L} \sin(\varphi + \alpha_i))^2}} \right)^2 + \right. \\ & \left. m_u \left(\frac{\frac{l}{2} \sqrt{1 - \frac{R^2}{l^2} (\sin(\varphi - \gamma + \alpha_i) - \frac{r}{L} \sin(\varphi + \alpha_i))^2}}{\left(\frac{R \sin(\varphi - \gamma + \alpha_i) - r \lambda \sin(\varphi + \alpha_i)}{2} \right)^2} \right)^2 \right) \end{aligned} \right] \quad (7)$$

Висновки

1. Розроблена та досліджена математична модель зміни приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму з причіпним шатуном V-подібного двигуна внутрішнього згоряння.

2. Встановлено, що для забезпечення мінімального значення коефіцієнта зміни моменту інерції кривошипно-шатунного механізму з причіпним шатуном відносно осі обертання колінчастого вала необхідно максимально зменшувати діаметр поршня, відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна, питому масу шатуна, поршневої групи та радіус кривошипа, максимально збільшувати кут розвалу циліндрів та питому масу коліна вала, необхідно конструювати шатун так, щоб його центр мас максимально наближався до шатунної шийки колінчастого вала, а коліно колінчастого вала сконструювати так, щоб його центр мас лежав якнайдалі від осі його обертання. Також необхідно максимально наближати вісь кріплення причіпного шатуна до осі шатунної головки головного шатуна.

Список літератури: 1. Грабар І.Г., Ільченко А.В., Ломакін В.О. Математичне моделювання процесу зміни момента інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння // Вісник ЖДТУ №4 (43), 2007 р. – с. 15-25. 2. Ільченко А.В., Ломакін В.О. Зміна моменту інерції кривошипно-шатунного механізму рядних двигунів внутрішнього згоряння “Восточно-Европейский журнал передових технологий” №1/5 (31), 2008 р. с. 16-21. 3. A.V. Ilchenko, E.V. Zabashta, V. A. Lomakin Change Of The Moment Of Inertia Of V-Type Crank-Connecting Rod Mechanism Of Internal Combustion Engine // // Proceedings Of The International Scientific Conference MECHANICS 2008.–Rzeszów, June 2008. –р. 129-136. 4. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник.–3-тє видання.– К.: Арістей, 2007. – 476 с. 5. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1980. – 400 с., ил. 6. ГОСТ 23550-79 «Двигатели внутреннего сгорания поршневые» Обозначение и нумерация цилиндров. 7. А. Е. Заикин, В. Г. Гаршин, А. Е. Воронцов, Я. С. Адрианов, С. И. Богомолов, Г. Д. Воликов, М. И. Данилов. Под ред. А. Е. Заикина Авиационные двигатели. Конструкция и расчет деталей ВВА КА им. Жуковского. — М.: Оборонгиз, 1941. — 612 с. 8. Грабар І.Г., Ільченко А.В., Ломакін В.О. Моделювання процесу зміни положення центра мас кривошипно-шатунного механізму двигуна внутрішнього згоряння // Вісник ЖДТУ №3 (42). – с. 17-24. 9. А.С. Орлин, Д.Н. Вырубов, Н.И. Костыгов, С.Е. Лебедев под. Ред. А.С. Орлина Двигатели внутреннего сгорания конструкции и расчет – т. 2., М. МАШГИЗ, 1955 – 535 с.

УДК 621.891

КОСОЛАПОВ В.Б., к.т.н., ХНАДУ
ЛИТОВКА С.В., ас., ХНТУСХ

РАСЧЕТ ТОЛЩИНЫ СМАЗОЧНОЙ ПЛЕНКИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НА МИКРОНЕВНОСТЯХ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ ГИДРОПРИВОДА

Наведено модель взаємодії молекули поверхнево-активної речовини з мікронерівністю поверхні тертя. Визначено, що товщина мастильної плівки залежить від величини поля адсорбуючої поверхні й енергії теплових коливань молекул поверхнево-активної речовини. Показано, що при збільшенні температури робочої рідини товщина мастильної плівки зменшується.

Введение. Ресурс аксиальнопоршневых насосов гидроприводов мобильных машин во многом определяется интенсивностью изнашивания их узлов трения. Поэтому смазочные материалы, в том числе и рабочие жидкости объёмных гидроприводов, должны предотвращать непосредственный контакт поверхностей трения путём образования на них плёнки способной выдерживать возникающие контактные давления.

Трение в условиях граничной смазки является наиболее часто встречаемым для работы элементов гидропривода [1]. Этот режим смазки возникает в условиях высоких контактных нагрузок, температур, а также при низких скоростях перемещения поверхностей относительно друг друга.

В условиях граничной смазки происходит частичное разрушение граничного слоя, приводящее к появлению непосредственного контакта отдельных микронеровностей поверхностей трения и сопровождающегося процессом их изнашивания. Отсюда вытекает значение качества, как поверхностного слоя, так и применяемых масел, влияющих на прочность и износостойкость элементов гидропривода.

Качество поверхностей определяется совокупностью физических свойств — микрогеометрией, микроструктурой, степенью деформации поверхностного слоя и его напряженностью. Выбор необходимого качества поверхности элемента трибосопряжения определяется условиями ее работы и зависит от нагрузки и температуры в контакте, скорости перемещения поверхностей друг относительно друга, характера трения и применяемой рабочей жидкости РЖ [2].

В свою очередь применяемые масла, в процессе работы трибосопряжения, должны обладать способностью образовывать на поверхностях трения прочный смазочный слой. Способность масел образовывать на поверхностях трения защитные адсорбционные слои во многом определяется как свойствами поверхностно-активных веществ (ПАВ), входящих в их состав, так и свойствами поверхностей трибосопряжения. В процессе образования поверхности возникает неуравновешенность атомарных сил поверхностного слоя, вызывающая изменение в порядке расположения атомов и межатомных расстояний [3]. Следствием этого является образование силового поля поверхности — поля атомного (молекулярного) притяжения, характеризующегося свободной поверхностной энергией [4].

Физическая адсорбция молекул ПАВ на поверхностях трибосопряжений происходит, главным образом, под действием этого поля [5]. Как мономеры молекул ПАВ, так и их агрегаты, попадая в действие поля, притягиваются к поверхности,

образуя на ней граничные смазочные слои, имеющие квазикристаллическую структуру [4, 6].

При этом известно, что чем больше поле поверхности, тем прочнее адсорбционный слой и, как результат, такой слой выдерживает большую контактную нагрузку, предотвращая непосредственный контакт во избежание повышенного износа поверхностей. Переход от умеренного к повышенному изнашиванию существенно зависит от микрорельефа поверхностей трения [7]. Кроме того, известно, что поле поверхности металла является функцией многих переменных, среди которых, при прочих равных условиях, значительную роль играет её микрорельеф [4, 8]. Таким образом, определение величины поля поверхности трения является ключевым звеном при описании механизма формирования граничных смазочных слоев.

Цель работы и постановка задачи. Целью настоящей работы является определение толщины адсорбированного слоя молекул ПАВ на микронеровностях поверхностей трения.

Задачами исследования является: установление функциональной связи между величиной поля микронеровности поверхности трения и параметрами её микрогеометрии; определение максимального расстояния, на котором поле поверхности микронеровности способно адсорбировать молекулу ПАВ; определение толщины адсорбционного слоя молекул ПАВ с учетом величины поля микронеровности поверхности трения.

Модель взаимодействия. Рассмотрим строение единичной однородной микронеровности моделируемой полусферическим сегментом, поверхность которого представлена ступеньками вицинальных граней (рис. 1).

Минимальный период микроступенек s для металла будет равен периоду его кристаллической решетки a_0 . К примеру, для железа $a_0 = 2,4...3 \text{ \AA}$.

Потенциал, создаваемый элементом заряженной поверхности (рис. 1) в точке, характеризуемой r , равен

$$d\varphi = \frac{1}{4\pi\epsilon\epsilon_0} \frac{\sigma R^2 \sin\theta d\theta d\alpha}{\rho}, \quad (1)$$

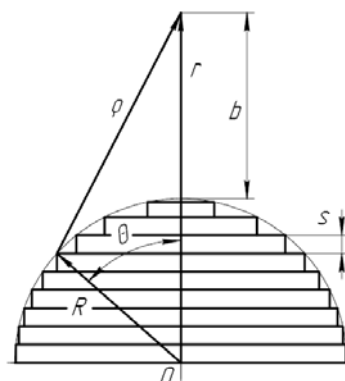


Рисунок 1 – Схема представления микронеровности

где $R^2 \sin\theta d\theta d\alpha$ — элемент поверхности полусферы в сферических координатах, полярная ось которых совпадает с вектором $\mathbf{r}$; угол α — аксиальный угол; σ —

поверхностная плотность заряда, Кл/м², $\sigma = q_i / a_0^2$; q_i – заряд одного ионного остова, Кл; a_0 – период кристаллической решетки, м; ρ – расстояние от точечного заряда q_i до точки, в которой вычисляется напряженность, м; R – радиус кривизны микронеровности, м; ε – диэлектрическая проницаемость рабочей жидкости; ε_0 – электрическая постоянная, Кл²/(Н·м²).

Из рисунка 1 видно, что $\rho = R - r$. После возведения обеих частей равенства в квадрат, находим $\rho^2 = R^2 + r^2 - 2Rr \cos \theta$. Взяв дифференциалы от обеих частей этого равенства, имеем $2\rho d\rho = 2Rr \sin \theta d\theta$, откуда следует, что $R^2 \sin \theta d\theta = (\rho R / r) d\rho$. Тогда формула (1) преобразуется к виду

$$d\varphi = \frac{1}{4\pi\varepsilon\varepsilon_0} \frac{\sigma R}{r} d\rho d\alpha. \quad (2)$$

Интегрируя (2) по всей поверхности полусферы, находим

$$\varphi = \frac{1}{4\pi\varepsilon\varepsilon_0} \frac{\sigma R}{r} \int_0^{2\pi} d\alpha \int_{r-R}^{\sqrt{r^2+R^2}} d\rho = \frac{\sigma R}{2\varepsilon\varepsilon_0 r} \left(\sqrt{r^2 + R^2} - r + R \right). \quad (3)$$

Напряженность электрического поля заряженной полусферы, с учетом выражения (3), можно представить в виде

$$E_r = -\frac{\partial \varphi}{\partial r} = \frac{\sigma R^2}{2\varepsilon\varepsilon_0 r^2} \left(1 + \frac{R}{\sqrt{r^2 + R^2}} \right). \quad (4)$$

Расстояние взаимодействия молекулы ПАВ с поверхностью микронеровности, согласно рисунка 1 равен

$$b = r - R. \quad (5)$$

Подставляя формулу (5) в (4) получаем

$$E_b = \frac{\sigma R^2}{2\varepsilon\varepsilon_0 (b+R)^2} \left(1 + \frac{R}{\sqrt{(b+R)^2 + R^2}} \right). \quad (6)$$

По напряженности поля, определим энергию взаимодействия диполя ПАВ, лежащего на оси с полем микронеровности

$$W_{ПАВ} = -p \cdot E_b, \quad (7)$$

где p – дипольный момент молекулы ПАВ, Кл·м.

Адсорбционный слой молекул ПАВ будет иметь максимальную толщину при отсутствии каких-либо механических воздействий на него. В этом случае условием адсорбционно-десорбционного равновесия является равенство энергии взаимодействия

молекулы ПАВ с поверхностью трения и тепловой энергией молекулы

$$W_{ПAB} \geq W_T, \quad (8)$$

где W_T – тепловая энергия молекулы ПАВ, Дж.

В соответствии с работой [9] тепловая энергия молекул может быть определена из выражения

$$W_T = k \cdot T, \quad (9)$$

где k – постоянная Больцмана, Дж/К; T – температура РЖ вблизи поверхности трения, К.

Таким образом, для описания механизма формирования адсорбционного слоя молекул ПАВ необходимо определить функцию изменения энергии $W_{ПAB}$ от расстояния между молекулой и поверхностью.

Вычисляем уравнение (8), осуществляя подстановку формул (7) и (9) и определяем значимые корни, тогда, максимальное расстояние, на котором происходит удержание молекулы ПАВ полем поверхности выразиться как

$$b = R \sqrt{\frac{1 - \frac{k \cdot T \cdot \varepsilon_{РЖ} \cdot \varepsilon_0}{p \cdot \sigma} + \sqrt{\left(\frac{k \cdot T \cdot \varepsilon_{РЖ} \cdot \varepsilon_0}{p \cdot \sigma}\right)^2 + \frac{2 \cdot k \cdot T \cdot \varepsilon_{РЖ} \cdot \varepsilon_0}{p \cdot \sigma}}}{\frac{2 \cdot k \cdot T \cdot \varepsilon_{РЖ} \cdot \varepsilon_0}{p \cdot \sigma}}} - R. \quad (10)$$

Расчет выполняем для трибосопряжений гидроприводов сельскохозяйственных машин (СХМ). В качестве масла принимаем РЖ на нефтяной основе, а молекулы ПАВ – олеиновую кислоту. Для расчета по характерным параметрам неровностей поверхности гидропривода выбираем радиус кривизны микронеровности R . При этом, в первом приближении, предполагаем, что радиус кривизны микронеровности R равен среднеарифметическому отклонению профиля R_a . Так для аксиальнопоршневого насоса НП 90 шероховатость при изготовлении гильзы блока цилиндров – $R = 0,63 \cdot 10^{-6}$ м, сферы сопряжения гильзы с распределителем – $R = 0,16 \cdot 10^{-6}$ м, поверхности сферы сопряжения распределителя с блоком цилиндров – $R = 0,04 \cdot 10^{-6}$ м. Вычисления производим исходя из того, что заряд одного ионного остова равен величине элементарного электрического заряда, $q_i = 1,6 \cdot 10^{-19}$ Кл; период кристаллической решетки, $a_0 = 3 \cdot 10^{-10}$ м.

Результаты расчета приведены на рисунке 2.

Как видно из графика, представленного на рисунке 2, зона силового взаимодействия молекул ПАВ с полем микронеровности, приводящего к их адсорбции на поверхности, незначительно зависит от температуры РЖ, пропорционально зависит от радиуса кривизны микронеровности и изменяется в диапазоне $10^{-7} - 10^{-5}$ м для данных параметров микрогеометрии поверхности. Таким образом, в соответствии с предложенной моделью, процесс формирования адсорбционной пленки ПАВ происходит не из всего объема РЖ, а из определенной зоны – зоны силового взаимодействия диполя молекулы ПАВ с полем поверхности.

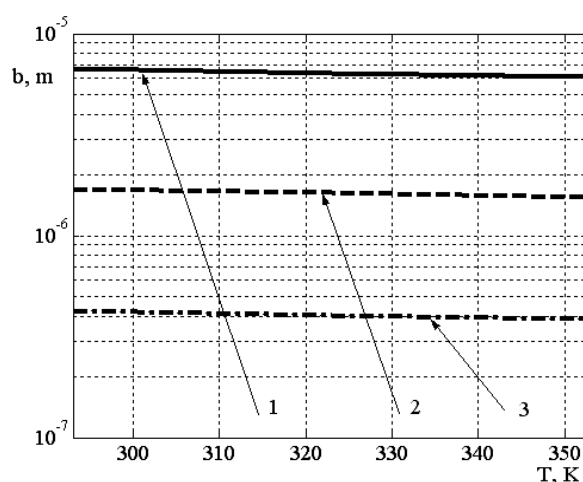


Рисунок 2 – Зона силового взаимодействия молекулы ПАВ с микронеровностью
(1 – $R = 0,63 \cdot 10^{-6}$ м, 2 – $R = 0,16 \cdot 10^{-6}$ м, 3 – $R = 0,04 \cdot 10^{-6}$ м)

При оседании молекул ПАВ на поверхность формируется адсорбционный слой, состоящий из плотно расположенных молекул, ориентированных параллельно друг другу и перпендикулярно к поверхности [10]. Рассматриваемый слой имеет электрические характеристики отличные от объема РЖ, тогда, в первом приближении, можно представить, что взаимодействие молекулы ПАВ с микронеровностью происходит через адсорбционный слой. В этом случае, расстояние взаимодействия будет описывать толщину адсорбционного слоя ПАВ на поверхности микронеровности. Тогда формула (10) преобразится к виду

$$h = R \sqrt{\frac{1 - \frac{k \cdot T \cdot \varepsilon_{\text{ПАВ}} \cdot \varepsilon_0}{p \cdot \sigma} + \sqrt{\left(\frac{k \cdot T \cdot \varepsilon_{\text{ПАВ}} \cdot \varepsilon_0}{p \cdot \sigma}\right)^2 + \frac{2 \cdot k \cdot T \cdot \varepsilon_{\text{ПАВ}} \cdot \varepsilon_0}{p \cdot \sigma}}}{\frac{2 \cdot k \cdot T \cdot \varepsilon_{\text{ПАВ}} \cdot \varepsilon_0}{p \cdot \sigma}}} - R, \quad (11)$$

где h – толщина адсорбционного слоя ПАВ, м.

Результаты расчета приведены на рис. 3.

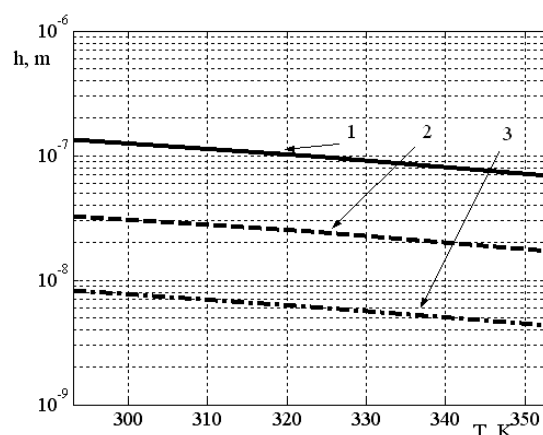


Рисунок 3 – Толщина адсорбционного слоя ПАВ
(1 – $R = 0,63 \cdot 10^{-6}$ м, 2 – $R = 0,16 \cdot 10^{-6}$ м, 3 – $R = 0,04 \cdot 10^{-6}$ м)

Анализируя график (рис. 3), видно, что толщина смазочного слоя ПАВ на микронеровности растёт с увеличением радиуса кривизны последней. Повышение температуры среды приводит к уменьшению адсорбционной пленки. В исследуемом диапазоне температур толщина адсорбционной пленки снижается в 1,85 – 1,9 раз и изменяется для данных радиусов кривизны микронеровностей поверхности в диапазоне $10^{-9} - 10^{-7}$ м, что коррелируется с ранее проведенными исследованиями [4, 6, 10].

Необходимо подчеркнуть, что полученные зависимости (10) и (11) рассматривают идеализированную картину и не учитывают процессы изменения микрорельефа в процессе работы пары трения, экранирование поля поверхности окислами либо модифицированными слоями, возникающими в результате трения, взаимодействие молекул ПАВ между собой и с молекулами базового масла.

Выводы

Таким образом, толщина смазочной пленки РЖ зависит, главным образом, от величины поля адсорбирующей поверхности, дипольного момента, энергии тепловых колебаний молекул (температуры РЖ), а также, от диэлектрической проницаемости адсорбционного слоя молекул ПАВ. В образовании смазочной пленки участвует ограниченный объем РЖ вблизи поверхности, обусловленный зоной силового взаимодействия молекулы ПАВ с полем поверхности, которая увеличивается при увеличении радиуса кривизны микронеровности и достигает $10^{-7} - 10^{-6}$ м для приведенных значений радиуса. С увеличением температуры РЖ расстояние взаимодействия и толщина адсорбционного слоя молекул ПАВ с полем поверхности микронеровности уменьшается. Толщина адсорбционного слоя молекул ПАВ для приведенных радиусов кривизны микронеровностей поверхности и рабочего диапазона температур РЖ изменяется в диапазоне $10^{-9} - 10^{-7}$ м.

Список литературы: 1. *Войтов В. А.* Конструктивная износостойкость узлов трения гидромашин. Часть II. Методология моделирования граничной смазки в гидромашинах. – Харьков: Центр Леся Курбаса, 1997. – 152 с. 2. *Грозин Б. Д.* и др. Повышение эксплуатационной надёжности деталей машин. – М.: Машгиз, 1960. – 296 с. 3. *Литвинов А. А.* Физико-химические основы применения смазочных материалов в узлах трения авиационной техники: Учебное пособие. – Киев: КИИГА, 1985. – 80 с. 4. *Чичинадзе А. В., Берлинер Э. М., Браун Э. Д.*, и др. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника). – Москва: Машиностроение, 2003. – 576 с. 5. *Литвинов А. А., Добровольская М. Ф.* Физико-химические взаимодействия углеводородных жидкостей с металлами в условиях трения // Вопросы авиационной химмотологии: Сб. науч. тр. – Киев: КИИГА. – 1984. – С. 19–32. 6. *Ахматов А. С.* Молекулярная физика граничного трения. – М.: Физматгиз, 1963. – 471 с. 7. *Sundh J., Skytte af Satra U.* Influence of surface topography and surface modifications on seizure initiation in lean lubricated sliding contacts // *Wear*. – 2007. – Vol. 262. – P. 986-995. 8. *Косолапов В. Б., Рукавишников Ю. В.* Влияние параметров микронеровностей поверхности на процесс адсорбции // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – Харьков: Изд-во ХНАДУ. – 2004. – Вып. 29. – С. 49–51. 9. *Кондаков Л. А.* Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем. – М.: Машиностроение, 1982. – 216 с. 10. *Гаркунов Д. Н.* Триботехника. – М.: Машиностроение, 1989. – 328 с.

УДК 629.114.2

СМИРНОВ В.И., к.т.н., ООО НТЦ «СКИПЛ»
СМИРНОВ В.В., инж., ООО НТЦ «СКИПЛ»
ШУБА С.А., ст. преп., НТУ «ХПИ»

ТЯГОВЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА С БЕССТУПЕНЧАТЫМ МЕХАНИЗМОМ ПОВОРОТА

Встановлено залежності тягових показників трактора й визначений раціональний спосіб руху гусеничного рушія трактора з безступінчастим механізмом повороту.

Введение. В настоящее время существует трактор ХТЗ-200 с перспективным бесступенчатым механизмом поворота. Механизм поворота трактора типа ХТЗ-200, обеспечивая бесступенчатое кинематическое рассогласование движителей на величину $\pm \Delta\alpha_k$, сохраняет активность гусениц в соответствии с их тяговыми возможностями по сцеплению.

Анализ последних публикаций и достижений. Решению проблемы увеличения эффективности использования колесных и гусеничных движителей посвящен ряд работ [1–4], в которых показано, что для исследования взаимодействия движителя с опорной поверхностью целесообразно использовать аппроксимированную функцию сцепления.

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является установление зависимостей тяговых показателей трактора для определения рационального способа движения гусеничного движителя трактора с бесступенчатым механизмом поворота.

Тяговые показатели движителя трактора ХТЗ-200. Как известно [1], тяговые возможности движителей по сцеплению определяются зависимостью $r = f(\psi)$, а буксование – $\delta = 1 - r$, где

$$r = \frac{r_k}{r_c}; \quad (1)$$

$$r_k = \frac{\Delta S_k}{\Delta \alpha_k}; \quad (2)$$

r_c – свободный радиус качения ведущего колеса движителя при движущей силе в направлении движения машины $P_k = 0$;

$$\psi = \frac{P_k}{G_k}; \quad (3)$$

G_k – сцепной вес, приведенный к оси ведущего колеса движителя;

ΔS_k – элементарное перемещение оси ведущего колеса в направлении движения движителя;

$\Delta\alpha_k$ – элементарный угол поворота ведущего колеса движителя.

Предположим, что при движении на гоне, в процессе проведения сельскохозяйственных работ, например, на пахоте, тяговые возможности движителей равны и соответствуют данным тяговых испытаний трактора и не изменяются существенно во времени при проведении технологической операции. Воспользуемся результатами работы [1], где КПД движителя

$$\eta = r \cdot \psi, \quad (4)$$

$$r = 1 - 0,03 \cdot \psi - 1,4 \cdot \psi^{15}. \quad (5)$$

Всегда необходимо понимать, что $r = f(\psi)$ – мгновенная реализация, однозначно определяет сцепление и КПД в любой произвольно взятой точке пространства взаимодействия движителя с опорной поверхностью. Теоретическая функция $r = f(\psi)$ экспериментально может быть определена только методами математической статистики и вероятностными показателями пределов ее значений [2]. Здесь уместно сказать, что данная теория для движителей колесного и гусеничного идентична. В гусеничном движителе ведущее колесо может быть спереди, сзади, вверху гусеничного обвода, а в колесном всегда по середине беговой дорожки. Но при любом движителе элементарное перемещение оси ведущего колеса ΔS_k является первопричиной движения остова машины, которое может произойти только при элементарном угловом перемещении $\Delta\alpha_k$ вокруг оси ведущего колеса движителя, а соотношение $\Delta S_k / \Delta\alpha_k$ и есть радиус качения движителя r_k , который в свою очередь однозначно определяет КПД машины-самодвижущейся массы [3, 4].

На рис. 1, 2 представлены схема поворота трактора и графическое изображение зависимости (5). Активная мощность движителей обеспечивает преодоление мощности сопротивления повороту N_{Π} , мощности сопротивления движению сельскохозяйственной машины и трактора, но при этом возможности реализации мощности движителями определяются только функцией сцепления.

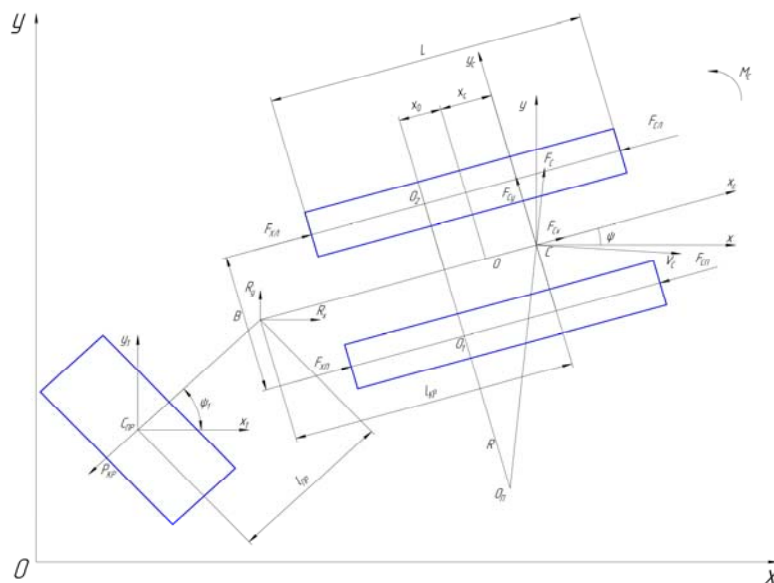


Рисунок 1 – Схема поворота гусеничного трактора

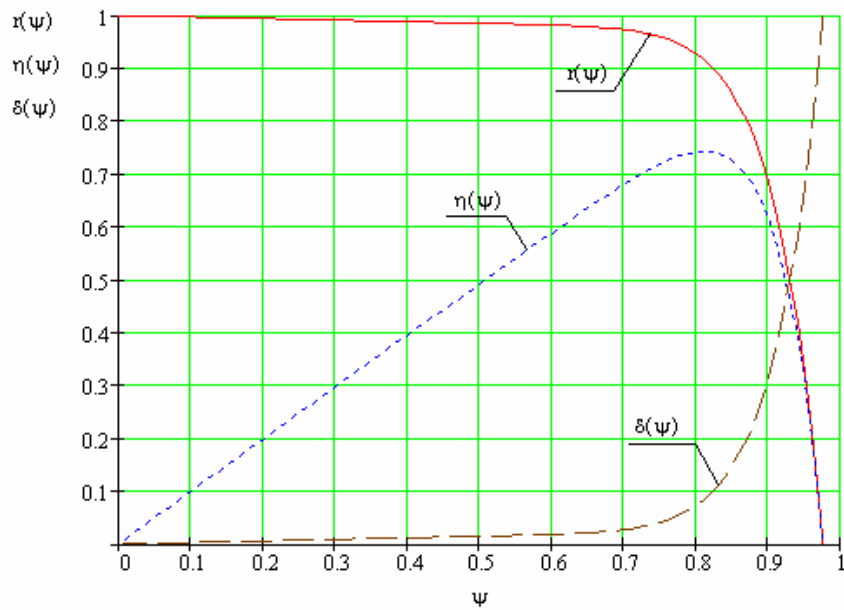


Рисунок 2 – Тягові показателі двигача трактора ХТЗ-200

При роботі на пахоті трактора типу ХТЗ-200 на поворотних полосах в кінці гона спостерігається поворот з радіусом $R_{min} = B$, т.е. $R_{вн} = 0$, $R_{нар} = B$. В цьому випадку

$$M_{\Pi} \cdot \omega_{\Pi} = M_{нар} \cdot \omega_{нар}, \quad (6)$$

де M_{Π} – момент опору повороту,
 ω_{Π} – кутова швидкість повороту,
 $M_{нар}$ – момент на зірочці зовнішнього борту,
 $\omega_{нар}$ – кутова швидкість зірочки зовнішнього борту.

На пахоті радіус повороту змінюється від $R_{min} = B$ при розвороті в кінці гона до $R = \infty$ при прямолинійному русі, коли радіуси качення ведучих коліс двигачів зовнішнього і внутрішнього рівні.

Висновки

Механізм повороту розглядаваної конструкції з однієї сторони може забезпечити поворот з $R = 0$, а з іншої сторони необхідно їй забезпечити стійкість прямолинійного русі на гоні з реалізацією сцеплення двигачів в зоні максимального КПД, т.е. радіуси подвороту на гоні не можуть бути менше 15–20 м, що легко визначається з допомогою залежностей (4, 5).

Список літератури. 1. Смирнов В.И. Сравнительная оценка тяговых показателей двигачей / В сб. «Проблема воздействия двигачей на почву и эффективные направления ее решения». – М.: ВИМ, 1998. 2. Смирнов В.И. Энергосберегающие ведущие мосты / В сб. «Земледельческая механика и растениеводство». – М.: ВИМ, 2001. Т. 6. 3. Смирнов В.И. Коэффициент полезного действия // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007, №11. 4. Смирнов В.И., Смирнов В.В., Шуба С.А. Трактор – самодвижущаяся масса // Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение». – НТУ «ХПИ». – 2007. – № 12, с. 69-73. 5. Шуба С.А. Математическое моделирование поворота гусеничных машин с учетом крюковой нагрузки // Тематический выпуск «Транспортное машиностроение». – НТУ «ХПИ». – 2007. – № 33, с. 192-197.

УДК 631.3.072

МИРОНЕНКО В.И., к.т.н., доц., НТУ «ХПИ»
СКЛЯРОВ А.В., асп., НТУ «ХПИ»

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ГЛУБИНЫ ПАХОТЫ С РАЗЛИЧНЫМИ ПЛУГАМИ

Приведены результаты полевых экспериментальных статистических исследований трактора Т-150К в агрегате с плугами ПЛН-5-35 и ПЛ-5-35

Введение. Современные тракторы оснащаются системами автоматического регулирования (САР) глубины пахоты. Однако вопросы агрегатирования тракторов с плугами приспособленными для работы с системами регулирования требуют специальных исследований.

Цель и постановка задачи. Целью настоящего исследования является обоснование рационального агрегатирования трактора Т-150К шлейфом пахотных орудий. Задачей исследований является проведение полевых экспериментальных работ, позволяющих получить статистические оценочные показатели.

Статистические исследования работы пахотного агрегата, оборудованного САР глубины пахоты с различными плугами. Известно, что на динамику пахотного агрегата существенное влияние оказывает агрегатируемые орудия. Поэтому, вопросу исследования работы САР глубины пахоты с различными плугами необходимо уделять особое внимание. Высокое качество регулирования с одним плугом может не иметь места при работе трактора с другим типом плуга. Недостаточный статистический материал работы трактора с САР в агрегате с различными плугами приводит к противоречивым выводам.

Для статистических исследований были проведены полевые экспериментальные пахотные работы трактора Т-150К, оборудованного САР глубины пахоты на стерне гречихи с навесным ПЛН-5-35 и полунавесным плугом ПЛ-5-35.

В таблице 1 приведены числовые характеристики статистических исследований, которые раскрывают преимущества плуга ПЛ-5-35.

Таблица 1 – Числовые характеристики динамических показателей процесса регулирования при пахоте

Плуг	Исследуемые процессы					
	Глубина пахоты, h		Тяговое усилие, Р		Давление в гидроцилиндре, Т	
	М _h , см	V _h , %	М _p , кН	V _p , %	М _т , см	V _т , %
ПЛН-5-35	30,1	6,2	37,3	8,3	1,7	27,3
ПЛ-5-35	25,4	6,0	30,9	3,3	2,0	72,1

Так, коэффициент вариации глубины пахоты для плуга ПЛ-5-35 составляет $V_h=6,0\%$, а для плуга ПЛН-5-35 - $V_h=6,2\%$. Отметим, что для обоих плугов требования стандартов, колебание глубины пахоты, не превышает 2 %. Для тягового усилия эти величины соответственно равны $V_p=3,3\%$ и $V_p=8,3\%$. По числовым характеристикам основных динамических процессов преимущество плуга ПЛ-5-35 очевидно. Хотя при этом давление в гидроцилиндре имеет значительные колебания $V_T=72,1\%$ с плугом ПЛ-5-35 и $V_T=27,3\%$ с плугом ПЛН-5-35. Это объясняется тем, что у полунавесного плуга ПЛ-5-35 за счет опорных колес стабилизируется глубина пахоты h и сил тяги на крюке P .

Анализ корреляционной функции и спектральной плотности распределения тягового усилия P , приведенных на рисунке 1, показывает, что более благоприятное влияние на процесс регулирования оказывает плуг ПЛН-5-35, для которого время корреляционной связи $\tau = 0,7$ с и более полный спектр дисперсий $\omega = 0 \dots 1,35$ с⁻¹. Большая величина времени корреляционной связи для плуга ПЛ-5-35 $\tau > 3$ с указывает на беспорядочное колебание тягового сопротивления.

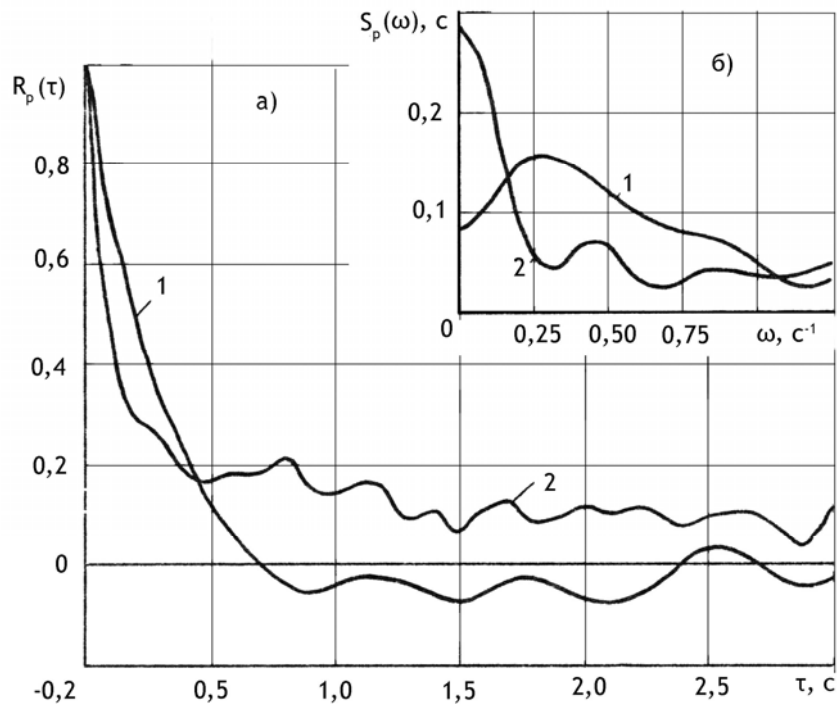


Рисунок 1 – Нормированные корреляционные функции (а) и спектральные плотности распределения (б) процесса P :
1 – с плугом ПЛН-5-35; 2 – с плугом ПЛ-5-35

Вывод

Сравнительные статистические исследования трактора Т-150К, оборудованного САР глубины пахоты, в агрегате с плугами ПЛН-5-35 и ПЛ-5-35 показывают, что полунавесной плуг ПЛ-5-35 имеет более качественные показатели глубины пахоты и силы тяги на крюке. Все это, в конечном итоге, приводит к снижению динамической нагруженности агрегата, стабилизации загрузки двигателя, а значит экономии топлива и повышению производительности.

УДК 629.3.027.3

ВЕЛИКОДНЫЙ В.М., к.т.н., проф., НТУ «ХПИ»
МАМОНТОВ А.Г., асс., НТУ «ХПИ»

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ДЕМПФИРОВАНИЯ ПНЕВМОРЕССОРНОЙ ПОДВЕСКИ САМОХОДНОЙ МАШИНЫ

Проведено аналіз чисельних даних, отриманих у результаті експериментальних випробувань параметрів демпфування системи підресорювання колісного трактора. Встановлено залежності відносного коефіцієнта демпфування від рівня тиску повітря й обсягу додаткового резервуара в системі пневморесорного підвишування самохідної машини.

Введение. С увеличением мощности двигателей энергонасыщенных колесных тракторов увеличилась скорость движения и динамическая нагруженность ходовых систем, что ухудшает параметры плавности хода самоходных машин; оказывает вредное воздействие на водителя, перевозимые грузы, ухудшает условия работы агрегатов и узлов, разрушает дорожные покрытия, в результате чего возникает необходимость улучшения плавности хода.

Анализ последних достижений и публикаций. Движение самоходной машины по неровным дорогам сопровождается непрерывными колебаниями его подрессоренных и неподрессоренных частей. Интенсивные колебания подрессоренной части, вызывая быстрое утомление водителей, вынуждают их уменьшать скорости движения. Это существенно снижает подвижность самоходной машины и производительность её работы, а также препятствует полной реализации её тягово-динамических возможностей [1,2]. Из-за колебаний при движении по неровным дорогам возрастают динамические нагрузки на основные узлы и детали самоходной машины. При проектировании самоходной машины стремятся снизить её массу и уменьшить её стоимость, что приводит к снижению долговечности машины. Поэтому большинство деталей выходят из строя в основном из-за ускоренного расхода ресурса долговечности при повышении динамических нагрузок [2].

Цель и постановка задачи. Для снижения динамической нагруженности и улучшения плавности хода была разработана комбинированная пневморесорная подвеска для колесного трактора Т-150КМ. Её комплект состоит из листовой рессоры и пневматических резинокордных упругих элементов, соединённых с дополнительными воздушными резервуарами (гидравлические амортизаторы в подвеске отсутствуют) [3]. Пневматическая система рессорного подвешивания, как известно, обладает демпфирующей способностью. Целью эксперимента является определение степени демпфирования подвески при различных проходных сечениях дросселя и выбор его оптимального диаметра.

Постановка эксперимента. Повышение демпфирующей способности пневматической системы рессорного подвешивания обеспечивалось путём установки дросселей и подбором объёмов дополнительных резервуаров. Дроссели, с проходными сечениями от 5 до 12 мм, устанавливались в штуцер на входе в дополнительный резервуар.

В процессе эксперимента использовались дополнительные резервуары объёмом $V_o = 20 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ и $V_o = 40 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ на сторону.

Пневморессорная подвеска, смонтированная на тракторе, представлена на рис. 1 и 2.



Рисунок 1 – Пневморессорная подвеска колесного трактора Т – 150КМ

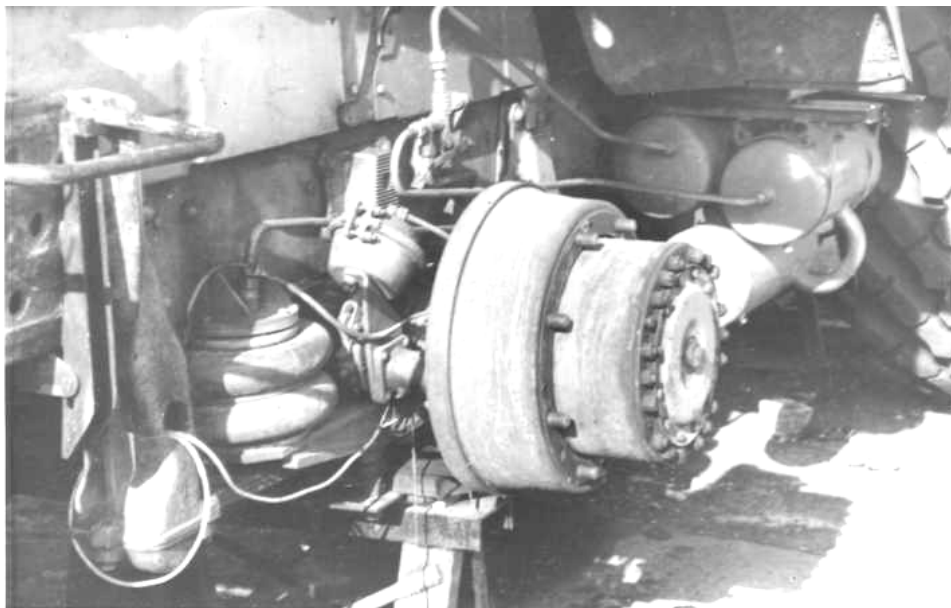


Рисунок 2 – Пневморессорная подвеска колесного трактора Т – 150 КМ

В процессе экспериментальных исследований создавались свободные колебания трактора на подвеске. Процесс фиксировался на осциллограммы, по которым определялись относительные коэффициенты затухания.

Испытания проводились на ровной бетонированной площадке. Трактор выставлялся на опорах, которые размещались под передним и задним мостами. Высота опор была выбрана такая, чтобы полностью разгрузить шины (т.е. свободные колебания при сбросе происходили только на рессорном подвешиваний).

Подвеска закачивалась воздухом, устанавливалась заданная высота в статическом состоянии между мостом и рамой трактора.

Тяга висоторегулюючого клапана (регулятора висоти) від'єднувалась від моста трактора і закріплювалась к раму. Таким образом, в процесі колибаний висоторегулюючий клапан не працював, т.е. кількість повітря в пневматическій системі залишався постійним.

Для підйому трактора від статического положення використовувалась ручна таль, закріплена на потужній рамі.

Рама неруховно фіксувалась на площадці.

Трактор зачаливався за передній брус тросом, який з допомогою проволочної петлі кріпився за кріюк тали.

Передня части трактора піднімалась на висоту до моменту отрива переднього моста від опор. Заме перекусывалась проволочка і трактор совершал свободные колебания на подвеске.

Для замеров результатів експеримента використовувались реохордні датчики перемещений, які зв'язували передній мост трактора і раму. Було задійствовано два датчика, установленные соответственно с правого і левого борта.

Установка, з допомогою якої вироблювалось сбрасывание, представлена на рис. 3.



Рисунок 3 - Установка для исследования свободных колебаний трактора.

Регистрация результатів колибаний производилась комплектом аппаратуры тензостанции, смонтированной на базе автомобиля ГАЗ-66. В комплект аппаратуры входит: 1 - измерительная секция, 2 - пульт управления, 3 - осциллограф. [3]

Опыты повторялись дважды для каждой заданной начальной установки высоты подвески под статической нагрузкой.

В результате эксперимента было получено более 100 осциллограмм записи свободных колебаний трактора.

Испытания проведены в два этапа, на первом этапе были использованы дополнительные резервуары емкостью $V_0 = 20 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ на сторону.

Высота подвески под статической нагрузкой устанавливалась - 40, 50, 60 мм. На каждой высоте сброс производился последовательно при следующих проходных сечениях дросселя: 5, 7, 9, 11 и 12 мм.

На втором этапе исследования объем дополнительных резервуаров был увеличен до $V_0 = 40 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ на сторону. Высота подвески под статической нагрузкой устанавливалась - 30, 40, 50 мм.

Проходные сечения дросселя устанавливались: 5, 7, 9, 11 мм. Кроме того на этом этапе были проведены исследования подвески без дросселя в пневматической системе.

Методика обработки осциллограмм. Полученные в результате экспериментальных исследований, осциллограммы свободных колебаний обрабатывались по схеме, представленной на рис. 4 [4].

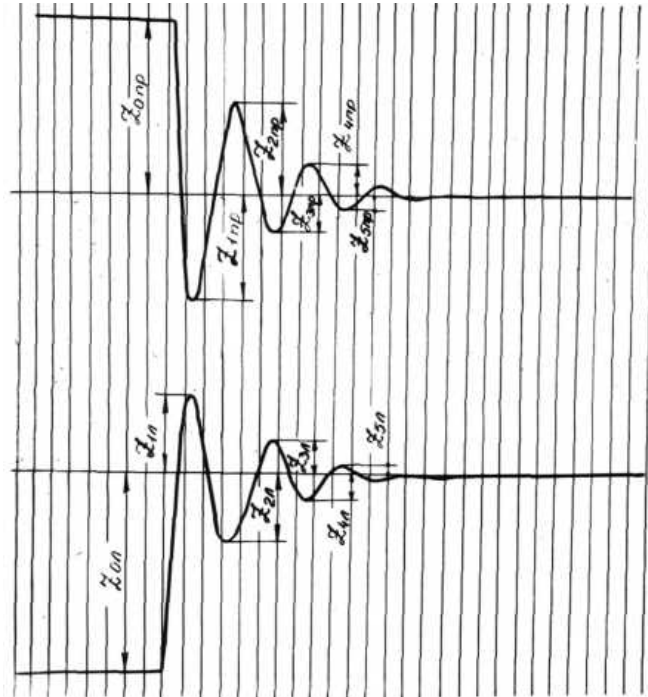


Рисунок 4 - Схема обработки осциллограмм свободных колебаний

Интенсивность гашения свободных колебаний подвески оценивалась относительным коэффициентом затухания, величина которого определялась из выражения:

для периода колебаний

$$\psi = \frac{1}{2\pi} \ln \frac{z_1}{z_3}$$

для полупериодов сжатия и отбоя при сбрасывании, когда $z_0 = z_1$

$$\psi_c = \frac{1}{2\pi} \ln \frac{z_1}{z_2},$$

$$\psi_o = \frac{1}{2\pi} \ln \frac{z_2}{z_3}.$$

Результаты экспериментальных исследований по определению параметров демпфирования. Результаты обработки осциллограмм свободных колебаний приведены на рис. 5 и 6.

На рис. 5 и 6 представлены характеристики изменения относительного коэффициента затухания в зависимости от давления в пневматической системе, зазора между рамой и мостом трактора, (при объёме дополнительного воздушного резервуара - $20 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ на каждую сторону).

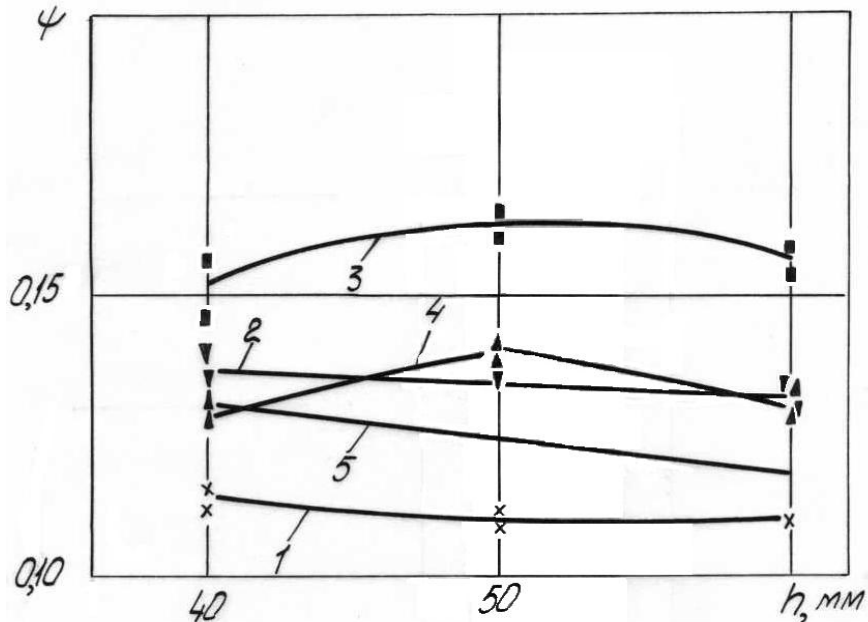


Рисунок 5 – Характер изменения относительного коэффициента затухания в зависимости от высоты подвески (при $V_0 = 20 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$)

1 - Ø5 мм; 2- Ø7 мм; 3 - Ø9 мм; 4 - Ø11 мм; 5 - Ø12 мм.

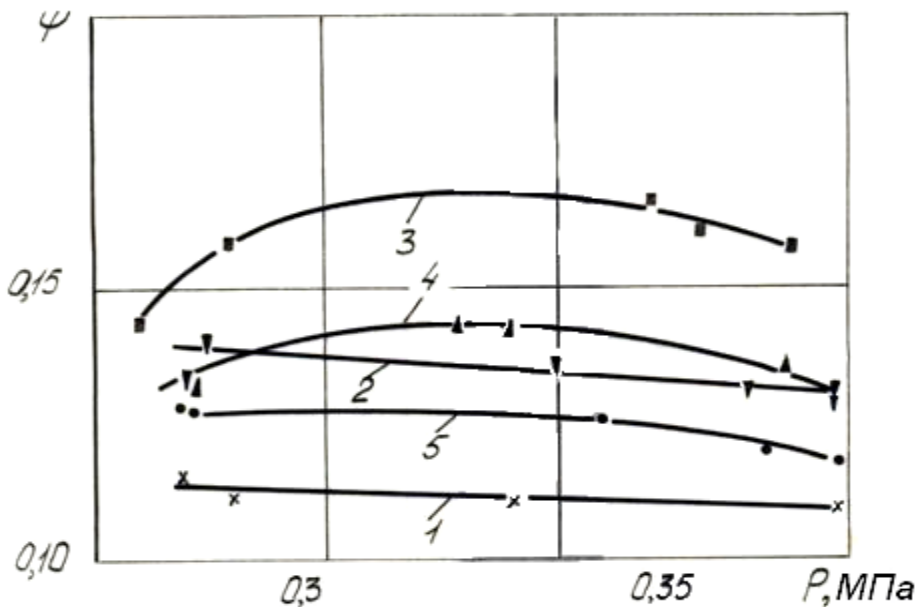


Рисунок 6 – Характер изменения относительного коэффициента затухания в зависимости от давления воздуха в подвеске (при $V_0 = 20 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$)

1 - Ø5 мм; 2- Ø7 мм; 3 - Ø9 мм; 4 - Ø11 мм; 5 - Ø12 мм.

При установлении высоты подвески (зазора между рамой и мостом трактора) - 40 мм, давление воздуха в системе, для ряда установок, находилось в пределах 0,26...0,28 МПа; для высоты 50 мм - 0,34...0,37 МПа; для высоты 60 мм - 0,39...0,41 МПа.

Из рис. 5 и 6 следует, что наименьшие значения относительных коэффициентов затухания в подвеске наблюдаются при установке дросселя в системе с проходным диаметром равным 5 мм.

Коэффициенты затухания для случаев установки дросселей с проходными сечениями 7, 11, 12 мм примерно сопоставимы между собой.

Наибольшие значения для коэффициентов затухания получены при дросселе с проходным сечением 9 мм.

Из графиков следует, что значения относительных коэффициентов затухания для дросселей с проходным сечением 9 мм примерно в 1,25 раза превосходит значения относительных коэффициентов затухания для дросселей с проходными сечениями 11, 12 мм и в 1,5 раза выше, чем с дросселем диаметром 5 мм. Причем наибольшие значения этих коэффициентов достигают при высоте подвески 50 мм.

На рис. 7 и 8 представлены результаты экспериментальных исследований по свободным затухающим колебаниям при объемах дополнительного резервуара на сторону $V_o = 40 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

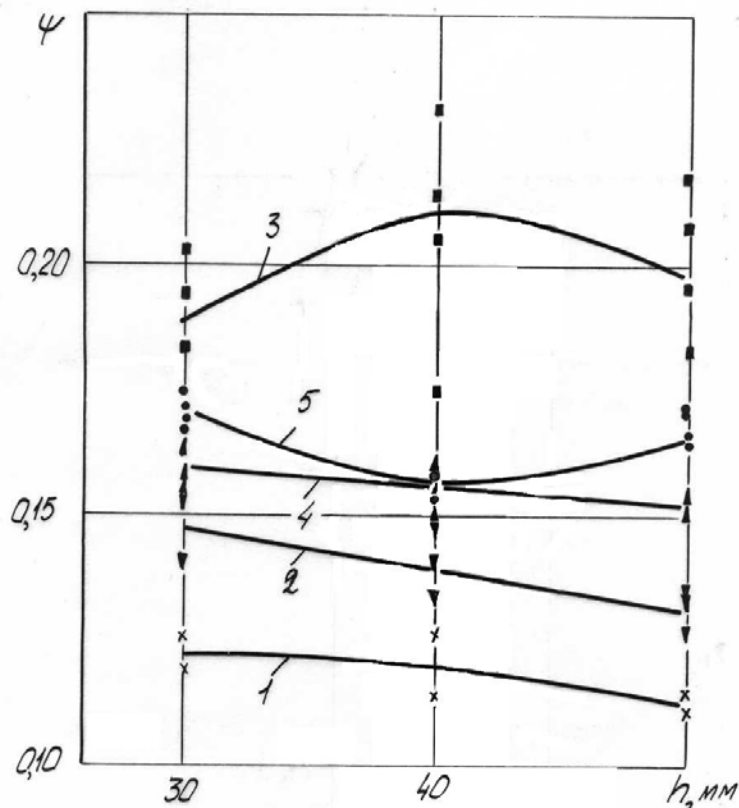


Рисунок 7 – Характер изменения относительного коэффициента затухания в зависимости от высоты подвески (при $V_o = 40 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$)

1 - Ø 5 мм; 2 - Ø 7 мм; 3 - Ø 9 мм; 4 - Ø 11 мм; 5 – без дросселя.

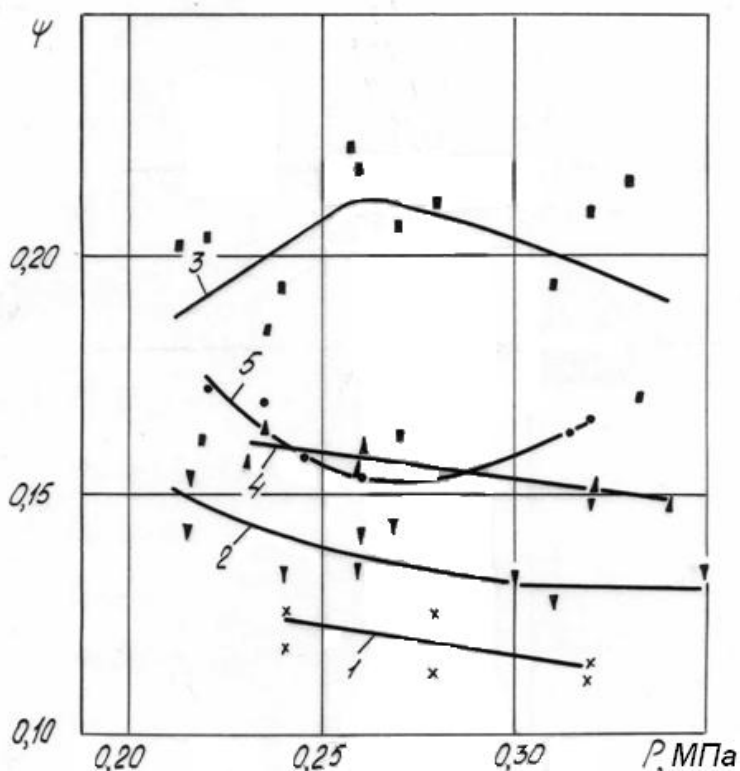


Рисунок 8 – Характер изменения относительного коэффициента затухания в зависимости от давления воздуха в подвеске (при $V_0 = 40 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$)

1 - Ø5 мм; 2- Ø7 мм; 3 - Ø9 мм; 4 - Ø11 мм; 5 – без дросселя.

На втором этапе испытаний высота подвески (т.е. зазор между мостом и рамой трактора) устанавливался в пределах 30, 40, 50 мм.

Первый этап испытаний показал, что пробоев подвески при сбрасывании трактора не наблюдалось, поэтому было решено понизить нижний предел высоты до 30 мм и (т.е. испытать подвеску при пониженном давлении воздуха в системе).

Давление воздуха в системе пневматического рессорного подвешивания трактора при различных установках находилось в пределах: для высоты 30 мм – 0,22...0,24 МПа; для высоты 40 мм – 0,26...0,28 МПа; для высоты 50 мм - 0,32...0,37 МПа.

Из графиков следует, что с увеличением проходного сечения от Ø5 мм до Ø11 мм наблюдается рост относительных коэффициентов затухания. Так значения относительных коэффициентов затухания для дросселя Ø11 мм примерно в 1,3 раза выше, чем для дросселя с проходным сечением Ø5 мм.

Значения относительных коэффициентов затухания, полученных при сбрасывании трактора без дросселя в пневматической системе, сопоставимы с дросселем Ø11 мм.

Наибольшие значения относительных коэффициентов затухания получены, как и на первом этапе исследований, для дросселя с проходным сечением Ø9 мм.

Из всех графиков (рис 7 и 8) следует, что значения относительных коэффициентов затухания при дросселе с Ø9 мм в 1,15...1,35 раз превосходят значения коэффициентов затухания с дросселем Ø11 мм; и в 1,5... 1,75 раза - с дросселем Ø5 мм. Причем наибольшие значения этих коэффициентов соответствуют высоте подвески 40 мм.

На рис. 9 представлена зависимость относительного максимального коэффициента затухания в зависимости от объема дополнительного резервуара. Из графиков следует, что с

увеличением объёма дополнительного резервуара растет относительный коэффициент затухания, причем значительный рост наблюдается с дросселем $\varnothing 9$ мм. Так для дополнительного резервуара $V_o = 40 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, значения этого коэффициента в 1,4 раза больше, чем для дополнительного резервуара $V_o = 20 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ [5].

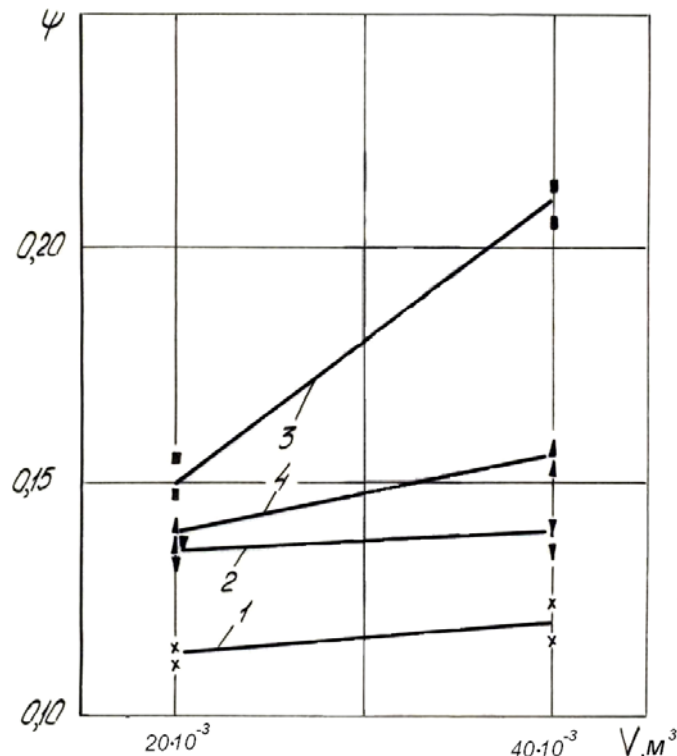


Рисунок 9 – Характер изменения относительного коэффициента затухания в зависимости от объёма дополнительного резервуара
1 - $\varnothing 5$ мм; 2- $\varnothing 7$ мм; 3 - $\varnothing 9$ мм; 4 - $\varnothing 11$ мм.

Выводы

Анализ проведенных экспериментальных испытаний по свободным колебаниям трактора, оборудованного пневморессорной подвеской, показывает, что наибольшие значения относительных коэффициентов затухания получены при дросселе с проходным сечением $\varnothing 9$ мм и с объёмом дополнительного резервуара $V_o = 40 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ и достигают 0,21, что сопоставимо с рекомендуемыми значениями коэффициентов затухания грузовых автомобилей [2].

Список литературы: 1. Великодний В.М., Кириенко Н.М. – «Улучшение параметров плавности хода колёсного сельскохозяйственного трактора ХТЗ – 120» // Видавничий центр НТУ «ХПІ», Харків, 1993. 2. Яценко Н.Н., Прутчиков О.К. Плавность хода грузовых автомобилей. – М.: Машиностроение, 1969. – 220с. 3. Исследование плавности хода, динамической нагруженности элементов системы трактора Т-150КМ и обоснование схемы подвески: Отчёт кафедры «Тракторостроение» Харьк. политехн. Ин-та, №76050198. Харьков: 1977. – 165 с. 4. Певзнер Я.М. Колебания автомобиля. – М.: Машиностроение, 1972. – 208 с. 5. Великодний В.М., Митропан Д.М., Прохоров В.П., Резников Е.Н. – «Исследование демпфирующей способности пневморессорной подвески колесного трактора» // Вестник ХПИ, 1982. - № 185, с. 13 – 16.

УДК 631.372

МАНДРЫКА В.Р., к.т.н., доц., НТУ «ХПІ»

МАНДРЫКА А.В., к.т.н., КП «ХКБМ им. А.А. Морозова»

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ УПРАВЛЕНИЯ СИСТЕМЫ «ЧЕЛОВЕК-ОПЕРАТОР – МАШИНА С ОБЪЕМНЫМ ГИДРОПРИВОДОМ»

Вивчення динаміки керування системи "ЛЮ - машина з об'ємним гідроприводом" при виконанні "підвороту" для розімкненої системи показало правильність прийнятої методики досліджень. Для замкнутої системи сигнал неузгодженості між базовою й реальною траєкторіями руху може бути прийнятий у вигляді випадкової величини. Ця величина є середньоквадратичним відхиленням σ між базовою й реальною траєкторіями руху. Визначена залежність відхилення σ від швидкості руху машини V . Установлено, що керуючі впливи ЛЮ при швидкості руху $V=1\text{м/с}$ у часі можуть бути представлені у вигляді кусочно-лінійних залежностей з частотою від 0,25 до 0,5 Гц. Отримані дані можуть бути використані при проектуванні автоматів водіння для збиральних машин.

Введение. Обычно оценка управляемости самоходных машин при проведении теоретических исследований предполагает наличие ее математической модели. Однако при этом человеческий фактор, определяющий траекторию и скорость движения машины, не учитывается. При выполнении технологических операций по уборке сахарной свеклы человек – оператор (ЧО) в качестве входного возмущения направляет траекторию движения рабочих органов машины на траекторию рядков сахарной свеклы. Этот процесс сопровождается выбором скорости движения машины через закон воздействия на педаль бесступенчатого изменения передаточного числа объемного гидропривода, и законом воздействия на рулевое колесо. С одной стороны необходимо осуществлять движение с максимальной производительностью (максимально возможной скоростью), а с другой - уборка должна выполняться с минимальным повреждением убираемой продукции. Для этого рамка рабочих органов предусматривает наличие зазора, увеличение которого снижает скорость движения машины. Поэтому исследования, учитывающие не только характеристики машины, но и параметры ЧО, являются актуальными.

Анализ последних достижений и публикаций. Известны методы определения математических моделей для исследования управляемости самоходных корнеуборочных машин с объемным гидроприводом на ход ведущих колес [1, 2]. Также известны методы построения математических моделей ЧО [3, 4]. Однако применение системного подхода для рассмотрения совместного действия системы «ЧО - машина» для решения подобной задачи не применялось.

Цель и постановка задачи. Целью исследования является изучение влияния скорости движения на динамику управления системы «ЧО - машина». Объектом исследования системы «ЧО - машина» являются ЧО, воздействующий через рулевое колесо на траекторию движения самоходной корнеуборочной машиной с объемным гидроприводом на ход, в процессе уборки сахарной свеклы. Кроме того, ЧО через педаль изменения передаточного числа объемного гидропривода может изменять бесступенчато скорость движения машины при выполнении технологических операций.

Теоретические исследования. Математическая модель ЧО, представляющая зависимость угла поворота рулевого колеса ϕ_p от величины сигнала рассогласования Δ базовой траектории τ_6 и траектории движения машины τ представлена в виде апериодического звена второго порядка последовательно соединенного со звеном запаздывания (аппроксимация запаздывания рядом Паде 1-го порядка) [3]. Математическая модель машины представлена апериодическим звеном второго порядка. Выходной сигнал α_c является углом отклонения продольной оси машины от базовой траектории [2]. Структурная схема исследуемой системы «ЧО - машина» приведена на рисунке 1.

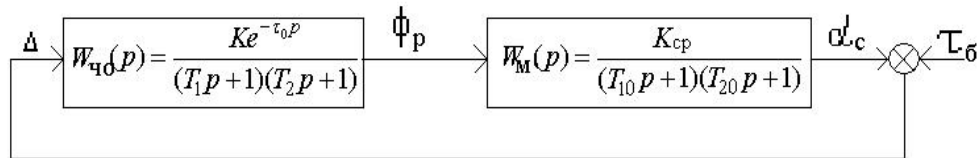


Рисунок 1 – Структурная схема системы «ЧО - машина»

Значения коэффициентов передачи и постоянных времени для приведенной математической модели системы «ЧО - машина», которые представлены в функции от средней скорости движения машины, имеют вид:

Для математической модели ЧО:	Для математической модели машины
$K = 0,3393 \cdot V + 0,6304$;	$K_{cp} = 0,094 \cdot V^2 - 0,647 \cdot V + 1,402$
$T_1 = 0,0208 \cdot V^2 - 0,0917 \cdot V + 0,1356$	$T_{10} = 0,169 \cdot V^2 - 1,658 \cdot V + 6,738$
$T_2 = 0,0042 \cdot V^2 - 0,023 \cdot V + 0,1356$.	$T_{20} = 0,029 \cdot V^2 - 0,658 \cdot V + 4,852$.

Разорвем обратную связь и рассмотрим переходные процессы, возникающие в системе. Моделирование выполняется с помощью пакета Mathcad. В качестве переменных в процессе расчетов кроме времени t принимаются различные скорости движения машины V . В качестве входного воздействия на рулевое колесо в этом случае рассматривается режим «поворот», когда ЧО для корректировки траектории движения поворачивает рулевое колесо на некоторый угол. Результаты моделирования представлены на рисунке 2.

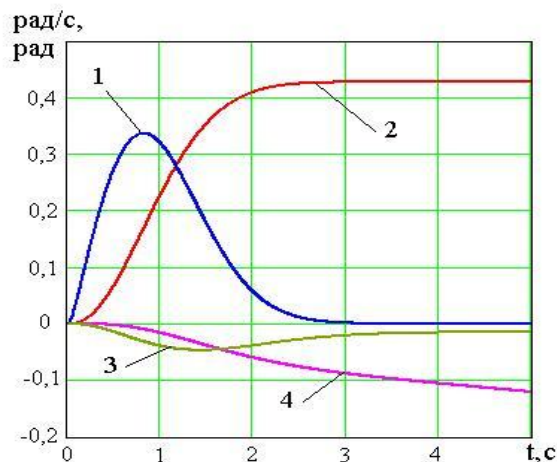


Рисунок 2 – Переходные процессы в системе «ЧО – машина», режим «поворот», при скорости движения машины 1,5 м/с, где 1 и 2 - скорость ω_ϕ и угол ϕ_p поворота рулевого колеса, 3 и 4 – скорость ω_α и угол отклонения продольной оси α_c машины от прямолинейного движения

По результатам моделирования построены зависимости изменения угла отклонения α_c во времени в зависимости от скорости движения машины, которые приведены на рисунке 3.

Из анализа полученных результатов следует, что с увеличением скорости прямолинейного движения от $V=0,5\text{ м/с}$ до $V=2,5\text{ м/с}$ величина угла отклонения продольной оси α_c машины от прямолинейного движения увеличивается. Через 1с от начала «подворота» величина α_c достигла 0,00243рад для $V=0,5\text{ м/с}$ и, соответственно, $\alpha_c=0,042033\text{ рад}$ для $V=2,5\text{ м/с}$. С увеличением времени в процессе «подворота» до $t=5\text{ с}$ величина α_c для скорости $V=0,5\text{ м/с}$ составила 0,025395рад, а для скорости $V=2,5\text{ м/с}$ соответственно - $\alpha_c=0,29118\text{ рад}$.

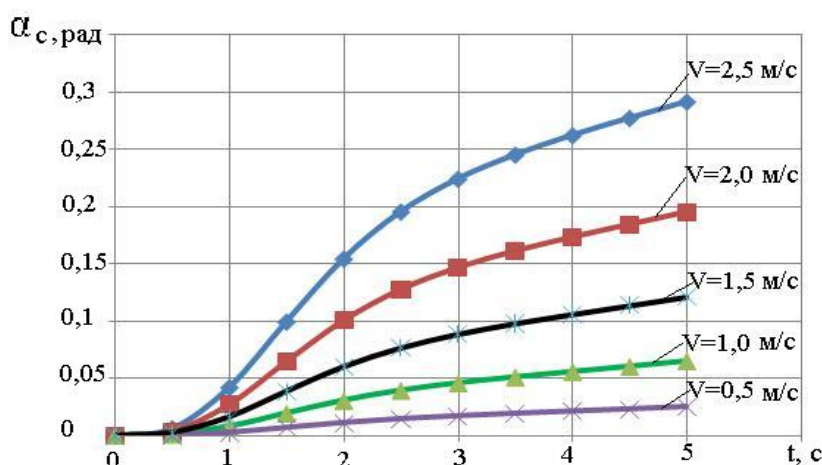


Рисунок 3 – Зависимости изменения угла отклонения продольной оси α_c машины от прямолинейного движения для различных скоростей движения машины

Значения нелинейных зависимостей $\alpha_c = f(t)$ для принятых скоростей движения, представленные на рис. 3, были аппроксимированы параболами с использованием метода наименьших квадратов. Полученные уравнения использовались для построения траекторий движения машины при выполнении режима «подворот».

Так как величина скорости движения V в процессе расчетов принимается постоянной, это дает возможность получить траектории движения машины $\tau = f(x, y)$, рисунок 4, для различных скоростей с использованием формул:

$$X = V \cdot t ; \quad Y = V \cdot \int_0^t \alpha_c \cdot dt .$$

Из представленных на рис. 4 кривых следует, что при выполнении «подворота» координаты отклонения траектории от прямолинейного движения составляют $X \approx 1\text{ м}$, $Y \approx 0,01\text{ м}$ для всех рассматриваемых скоростей движения. Величина времени выполнения «подворота» составляла 5с. К моменту окончания «подворота» координаты отклонения траектории от прямолинейного движения в зависимости от скорости машины составляют: $X=2,25\text{ м}$ и $Y=0,012\text{ м}$ для $V=0,5\text{ м/с}$; $X=11,25\text{ м}$ и $Y=0,142\text{ м}$ для $V=2,5\text{ м/с}$.

Замкнем ранее разомкнутую обратную связь. Это дает нам возможность рассмотреть процесс работы системы «ЧО – машина» при движении машины по

базової траєкторії. Приймаємо, що передаточна функція зворотного зв'язу $W_{oc}(p)$ має наступний вигляд:

$$W_{oc}(p) = K_{oc} \cdot$$

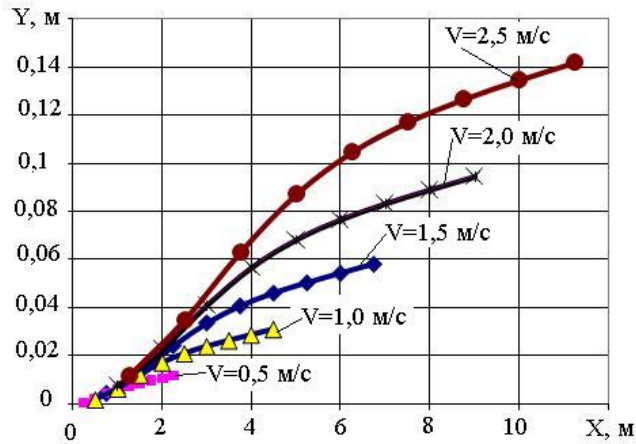


Рисунок 4 – Траєкторії руху системи «ЧО – машина» при виконанні «повороту» для різних швидкостей руху машини

На першому етапі приймаємо величину коефіцієнта передачі $K_{oc} = const$. Для визначення закону зміни величини сигналу рассогласования Δ базової траєкторії τ_b і траєкторії руху машини τ використаємо експериментально отримані дані [5], які представлені на рисунку 5.

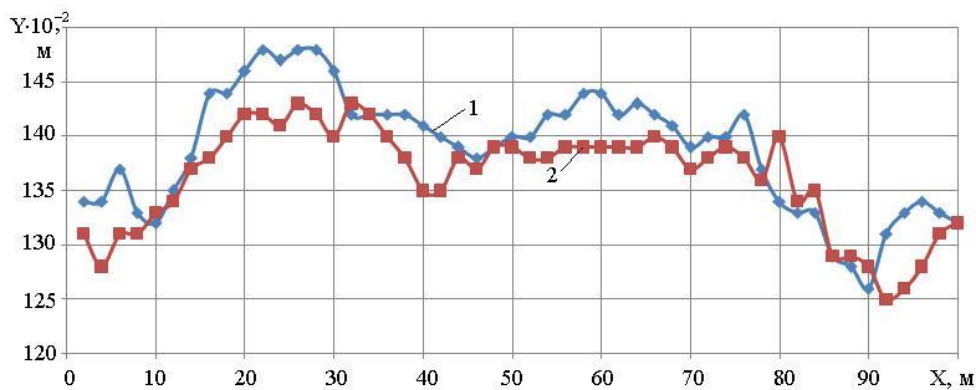


Рисунок 5 – Траєкторія руху рамки робочих органів в процесі збирання (1) відносно траєкторії рядка цукрової свекли (2) .

Приймаємо траєкторію руху рамки робочих органів в процесі збирання за траєкторію руху машини τ , а траєкторію зміни рядка цукрової свекли за базову траєкторію τ_b . Таким чином, величина сигналу рассогласования Δ представляє собою деяку випадкову величину, яка може бути представлена в вигляді середньквадратичного відхилення σ траєкторії τ і базової траєкторії τ_b , яке визначалося по формулі:

$$\sigma = \sqrt{\sum(\tau - \tau_0)^2 / N},$$

где τ_i, τ_{0i} – координаты текущих значений траектории рамки и базовой траектории;
 N – число измерений.

Анализ траекторий представленных на рис. 5 показывает, что параметры управляющих воздействий, которые должен будет воспроизводить ЧО для копирования сигнала рассогласования Δ , зависят от скорости движения машины, частоты и амплитуды возмущений.

Изменение величины $\Delta=f(t)$ для скорости движения машины $V=1,0\text{м/с}$ показано на рисунке 6. Принимаем, что ордината Δ в пределах интервала dt меняется по линейному закону.

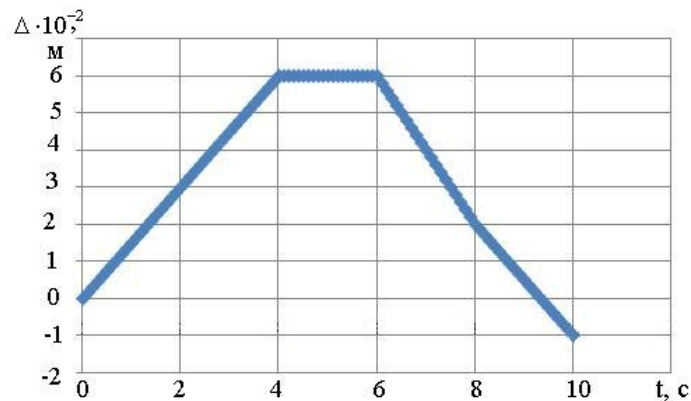


Рисунок 6 – Зависимость изменения сигнала рассогласования Δ от времени для скорости движения машин $V=1,0\text{м/с}$

Из кривой, приведенной на рис. 6 следует, что водитель в процессе движения должен выполнить 4 управляющих воздействия, частота которых находится в диапазоне от 0,25 Гц до 0,5 Гц. При этом амплитуда изменения траектории должна составлять от 60мм до 80мм.

Значения среднеквадратического отклонения σ траектории τ и базовой траектории τ_0 в функции от скорости движения V [5], в дальнейшем были аппроксимированы параболой и представлены на рисунке 7.

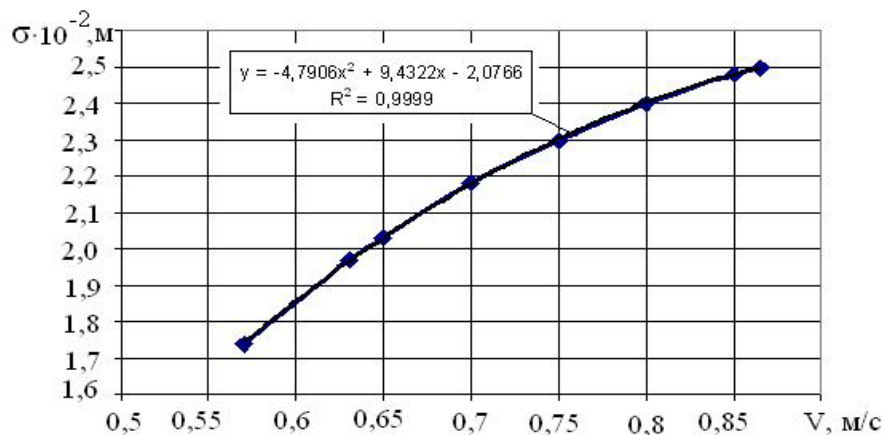


Рисунок 7 – Зависимость среднеквадратического отклонения σ от скорости движения V

Полученные значения σ в функции от V дают возможность при проведении исследований представить входное возмущение σ в виде случайной функции, подчиняющейся нормальному закону. Принимаем, что для данного закона математическое ожидание $m=0$, величина среднеквадратического отклонения $\sigma = -4,7906 \cdot V^2 + 9,4322 \cdot V - 2,0766$.

Проведенное моделирование для скорости движения $V=1,0\text{м/с}$ показало высокую сходимость полученных результатов с данными, приведенными на рис. 6. Однако с увеличением скорости движения до $V=2,0\text{м/с}$ (значение $\sigma_{V=2\text{м/с}} = \sigma_{V=1\text{м/с}}$) при использовании данных, приведенных на рис. 5, наблюдается увеличение погрешности, что приводит к снижению качества уборки.

Выводы

Изучение динамики управления системы «ЧО - машина с объемным гидроприводом» в процессе «поворота» для разомкнутой системы показало правильность принятой методики исследования. Для замкнутой системы сигнал рассогласования между базовой и реальной траекториями движения может быть принят в виде случайной величины. Эта величина является среднеквадратическим отклонением σ между базовой и реальной траекториями движения. Определена зависимость отклонения σ от скорости движения машины V . Установлено, что управляющие воздействия водителя при скорости движения $V=1\text{м/с}$ во времени могут быть представлены кусочно-линейными зависимостями с частотой от 0,25 до 0,5 Гц. Полученные данные могут быть использованы при проектировании автоматов вождения для уборочных машин.

Список литературы: 1. Мандрыка В.Р., Сторожук Д.И., Олейник И.П., Соколенко М.Н. Моделирование движения корнеуборочной машины с объемным гидроприводом управляемого моста. Исследование рабочих органов машин для сахарной свеклы и кукурузы с целью повышения их эффективности. Сборник научных трудов ВИСХОМ. Москва, 1989, с. 36-44. 2. Мандрыка В.Р. Методика построения математической модели управляемости и курсовой устойчивости самоходной корнеуборочной машины. Вестник Харьковского государственного политехнического университета № 79, Харьков, 2000, с.44-45. 3. Мандрыка В.Р. Математическая модель «человек – оператор» как элемент привода управления самоходных сельскохозяйственных агрегатов. Вестник НТУ «ХПИ» Сборник научных трудов. Тематический выпуск Автомобиле- и тракторостроение. Харьков НТУ «ХПИ» - 2003. – №4. с. 46-50. 4. Коденко М.Н. Человек-оператор в системе управления трактором. – Конструирование и исследование тракторов. Вып. 5 Вестник ХПИ №185, Харьков, 1982, с.5-7. 5. Мандрыка В.Р. Экспериментальное исследование управляемости корнеуборочной машины при выполнении технологических операций. Збірник наукових праць Національного аграрного університету механізації сільськогосподарського виробництва. Том 5. Сучасні проблеми механізації сільського господарства. - Київ: НАУ, 1999, с.72-75.

УДК 629.3.027.3

АРТЮШЕНКО А.Д., к.т.н., проф., НТУ «ХПИ»

К ВОПРОСУ ОБОСНОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ ВТОРИЧНОГО ПОДРЕССОРИВАНИЯ

Показана ефективність пневматичної підвіски сидіння параметри якої визначались при дії гармонічних коливань і коригувались при модулюванні випадкових функцій по характеристикам отриманих з експериментальних даних

Введение. Уровень колебаний на сиденьи тракториста является одним из основных эргономических показателей, так как он влияет на утомляемость тракториста, качество выполнения сельскохозяйственных работ, расход топлива, производительность МТА.

Анализ. Разработка подвески сиденья, которая бы обеспечивала оптимальную виброзащиту тракториста от низкочастотных колебаний, требует учета таких условий:

1. собственная частота подвески не должна совпадать с собственной частотой трактора и собственной частотой внутренних органов тракториста;
2. на подвеску действуют случайные возмущения, поэтому для статистического исследования необходимы статистические характеристики их;
3. эргономическими требованиями ограничена величина динамического хода подвески;
4. положение статического равновесия должно поддерживаться во время работы подвески при изменении трактористом своего положения;
5. подвеска не должна обеспечивать полную виброзащиту тракториста при действии на полу кабины ускорений превышающих допустимый уровень;
6. характеристики упругого элемента и гидравлического амортизатора должны обеспечивать хорошую виброзащиту и исключать пробои подвески.

Известно, что качество виброзащиты подвески сиденья оценивают коэффициентом эффективности

$$K_{эф} = 1 / K_c ,$$

где K_c – коэффициент передачи.

Коэффициентом передачи при кинематическом возбуждении называют отношение максимального ускорения на подрессоренной массе (сиденьи) к максимальному ускорению пола кабины.

Коэффициент передачи при кинематическом возбуждении

$$K_c = \sqrt{\frac{1 + 4 \cdot \frac{n^2}{p^2} \cdot \frac{\omega^2}{p^2}}{(1 - \frac{\omega^2}{p^2})^2 + 4 \cdot \frac{n^2}{p^2} \cdot \frac{\omega^2}{p^2}}},$$

где n/p - относительное демпфирование,

ω/p – отношение частот,

ω – частота колебаний пола кабины,

p – собственная частота подвески сиденья.

В резонансной зоне существенное воздействие на подрессоренную массу оказывает амортизатор, т.е. коэффициент K_c будет зависеть и от коэффициента демпфирования n .

Если предположить, что $n = 0$, тогда получим

$$K_c = 1/(1 - \omega^2 / p^2). \quad (1)$$

Из уравнения (1) следует, что чем меньше собственная частота подвески, тем лучшие ее виброзащитные свойства. Так, если $\omega/p = 2$, то $K_{эф} = 3$.

Но с понижением жесткости упругого элемента подвески возникает проблема с регулированием положения статического равновесия и подрессоренной массы и, кроме того, размеры упругого элемента существенно должны увеличиться. Учитывая, что величина хода подвески ограничена, для предотвращения пробоев подвески жесткость упругого элемента должна в конце динамического хода возрастать. Амортизатор на участке около положения статического равновесия должен иметь малое демпфирование, и оно должно прогрессивно возрастать по концам хода поршня амортизатора.

Важным является также вопрос снижения трения в направляющих подвески, упругом элементе, так как силы трения блокируют работу подвески в определенном частотном диапазоне. С учетом отмеченных требований к подвеске была принята функциональная схема пневматической подвески сиденья, изображенная на рис. 1.

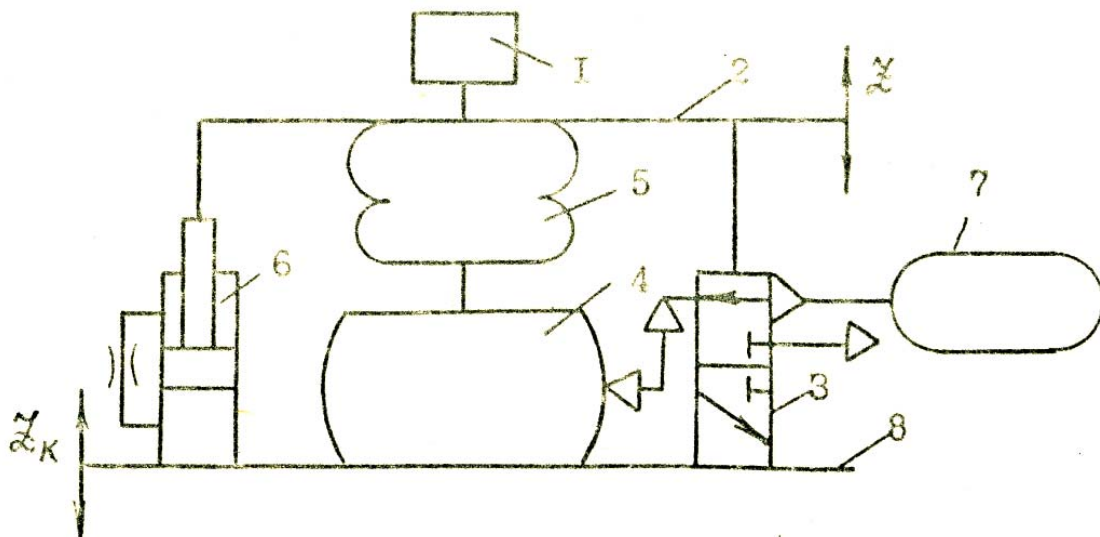


Рисунок 1 – Функциональная схема пневматической подвески сиденья

1 – подрессоренная масса; 2 – обратная связь по положению;

3 – высотостабилизирующее устройство; 4 – емкость; 5 – упругий элемент;

6 – гидравлический амортизатор; 7 – воздушный баллон; 8 – пол кабины

После проведения теоретических и экспериментальных исследований по отработке параметров элементов пневматической подвески сиденья [1, 2] была изготовлена пневматическая подвеска, работа которой исследовалась в лабораторных и полевых условиях.

На вибростенде SPS-80 при синусоидальных возмущениях определялись ускорения на вибростое и на сиденье для подвески с различными объемами емкости. По результатам исследований были получены амплитудно-частотные характеристики, анализ которых подтвердил, что чем меньше собственная частота подвески, тем меньшие ускорения на сиденье. Проверка виброзащитных свойств пневматической подвески с выбранным объемом $V = 0,00786 \text{ м}^3$, на тракторе при действии случайных возмущений показал, что при увеличении скорости на сухой грунтовой дороге возникали пробои подвески на упоры. Поэтому были выполнены теоретические исследования подвески при генерировании на персональной ЭВМ случайных неровностей по статистическим характеристикам, полученных путем обработки замеров неровностей экспериментального участка дороги. Воспроизведение случайного процесса оценивали корреляционной функцией и спектральной плотностью, рис. 2 и рис. 3. Теоретические исследования подтвердили возникновение пробоев подвески на упоры. Была выполнена корректировка параметров подвески. Расчетами было установлено, что объем подвески должен быть равным $V = 0,006 \text{ м}^3$.

Проверка на вибростенде SPS виброзащитных свойств подвески позволила получить амплитудно-частотные характеристики, приведенные на рис. 4.

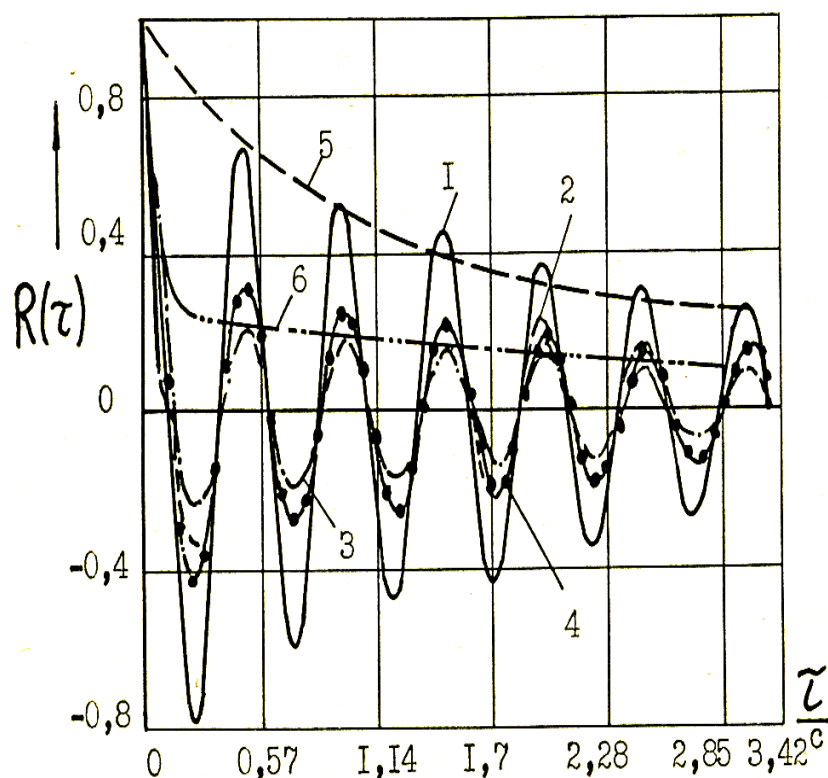


Рисунок 2 – Теоретические корреляционные функции ускорений при $V = 8,36 \text{ м/с}$:
пол кабины – 1; сиденье 2 – при $M = 95 \text{ кг}$ и 3 – при $M = 140 \text{ кг}$;
4, 5, 6 – аппроксимирующие

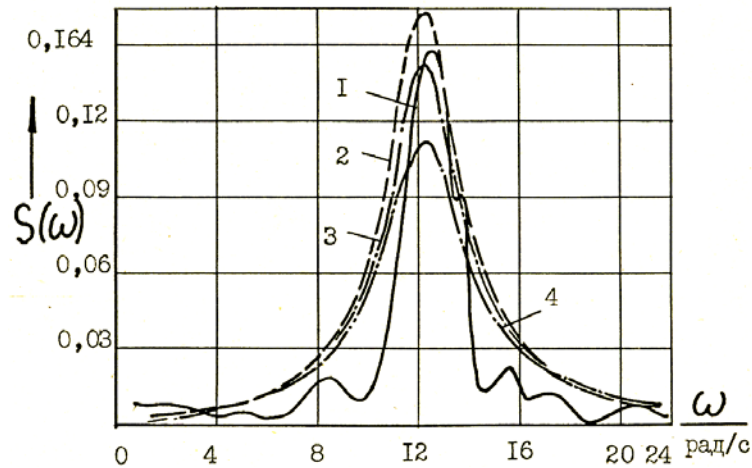


Рисунок 3 – Спектральные плотности ускорений пола кабины при $V = 5,18$ м/с:
1 – экспериментальная; 2 – теоретическая;
и сиденья 3 – при $M = 95$ кг и 4 – при $M = 140$ кг

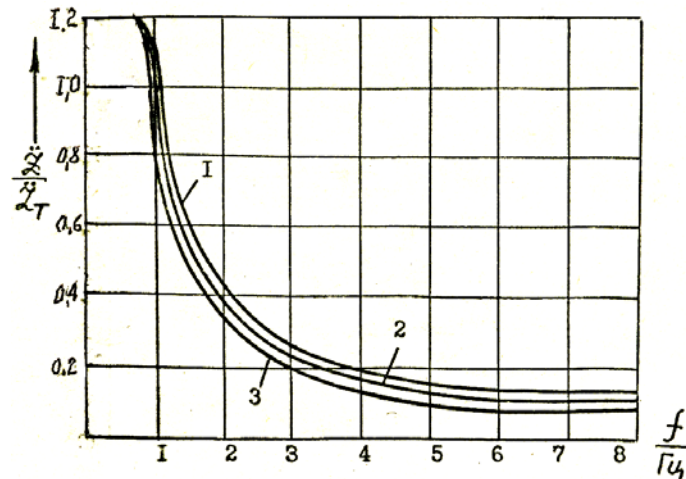


Рисунок 4 – АЧХ пневматической подвески при $V = 0,006$ м и различных
величинах масс, приведенных к оси цилиндра:
1 – при $M = 95$ кг; 2 – при $M = 110$ кг; 3 – при $M = 140$ кг

Повышение сопротивления амортизатора в средней части хода поршня и на тормозных участках несколько ухудшило виброзащитные свойства подвески. Однако подвеска работала практически в зарезонансной зоне и обеспечила хорошие виброзащитные свойства.

Для сравнительной оценки виброзащитных свойств серийной и пневматической подвесок сиденья при выполнении транспортных работ трактор Т-150 агрегатировался с прицепом 1-ПТС-9, груженым песком, а при пахоте – с навесным пятикорпусным плугом ПЛН-5-35. Для измерений использовалась радио телеметрическая установка, включающая 12-канальный передатчик типа РТУ-12МЗ и приемник РТУ-12Т. Датчики ВВН-201 крепились на полу кабины трактора и на металлическом диске диаметром 300 мм и толщиной 4 мм, устанавливаемому между трактористом и подушкой сиденья.

Полученные от датчиков сигналы передавались на измерительное устройство записи ТЕСЛА ЕАМ 500.

Движение трактора на транспортных работах осуществлялось на V, V1, VI, VII передачах, а при выполнении пахоты на I, II и III передачах.

Полученные записи ускорений были обработаны на персональном ЭВМ с использованием метода быстрого преобразования Фурье и были определены среднеквадратические значения ускорений для частотных диапазонов, указанных в ГОСТ 12.2.019-86 [3].

На рисунке 5 приведены зависимости среднеквадратических ускорений пола кабины и сиденья от скорости движения при выполнении транспортных работ, а на рисунке 6 – те же зависимости при выполнении пахоты в сравнении с результатами для серийной подвески сиденья.

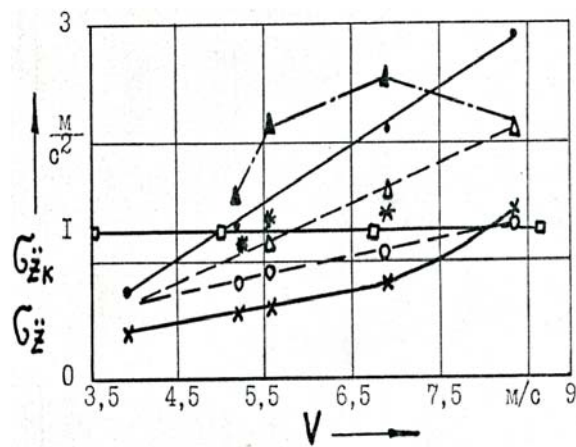


Рисунок 5 – Зависимости среднеквадратических ускорений пола кабины $G_{\ddot{z}K}$ и сиденья $G_{\ddot{z}}$ от скорости трактора при выполнении транспортных работ: $\bullet - G_{\ddot{z}K}$ и $\circ - G_{\ddot{z}}$ теоретические; $\square$ - допустимое $G_{\ddot{z}}$; экспериментальные с пневматической подвеской сиденья $\Delta - G_{\ddot{z}K}$, $\circ - G_{\ddot{z}}$ и серийной $\ast - G_{\ddot{z}K}$, $\Delta - G_{\ddot{z}}$

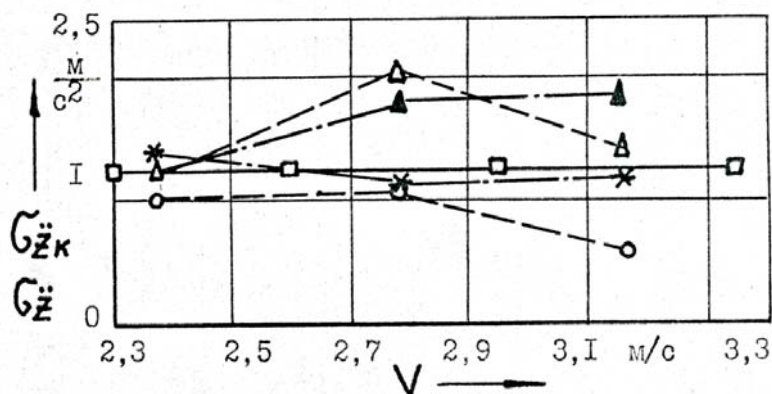


Рисунок 6 – Зависимости среднеквадратических ускорений пола кабины $G_{\ddot{z}K}$ и сиденья $G_{\ddot{z}}$ от скорости трактора на пахоте $\square$ - допустимое $G_{\ddot{z}}$; экспериментальные с пневматической подвеской сиденья $\Delta - G_{\ddot{z}K}$, $\circ - G_{\ddot{z}}$ и серийной $\ast - G_{\ddot{z}K}$, $\Delta - G_{\ddot{z}}$.

Анализ результатов. Пневматическая подвеска с выбранными оптимальными параметрами, обеспечивает уровень колебаний на сиденьи, требуемый ГОСТ 12.2.019-86 и при выполнении транспортных работ и на пахоте. Серийная подвеска сидения на транспортных работах усиливает колебания, которые действует на полу кабины. В диапазоне скоростей до 26 км/час ускорения на сиденьи больше, чем на полу кабины. На пахоте ускорения на серийном сиденьи тоже больше, чем на полу кабины.

Пневматическая подвеска снижает вертикальные ускорения в 1,5-3 раза. При случайных возмущениях подвеска несколько увеличивает удельный вес высокочастотных составляющих в результирующей траектории абсолютного перемещения сидения.

С уменьшением объема подвески были исключены пробои ее на упоры на транспортных работах.

Выводы

1. Теоретические исследования подвесок при действии только гармонических колебаний необходимо дополнять исследованиями при моделировании случайных функций по статистическим характеристикам случайного процесса, характерного для работы трактора.
2. В результате исследований установлено, что объем подвески, при диаметре поршня пневматического цилиндра $d = 80 \text{ мм}$, должен быть равным $V = 0,006 \text{ м}^3$.
3. Коэффициент сопротивления амортизатора на участке $\pm 0,02 \text{ м}$ около положения статического равновесия должен быть $K_1 = 300 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}$, а на конечных участках хода поршня амортизатора сопротивление амортизатора должно возрастать прогрессивно до $K_2 = K_3 = 3750 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}$.
4. Пневматическая подвеска работает в зарезонансном режиме, эффективно обеспечивая виброзащиту тракториста от низкочастотных колебаний.

Список литературы: 1. *Артюшенко А.Д., Коденко М.Н., Анилович В.Я.* Экспериментальное определение характеристики амортизатора // Вестник ХПИ. Конструирование и исследование тракторов.- Харьков: Вища школа, 1982.-185.-Вып. 5. 2. *Артюшенко А.Д.* выбор параметров высотостабилизирующего устройства пневматической подвески сиденья // Вестник ХПИ. «Машиностроение». - Харьков: Вища школа, 1985.-№ 222.-Вып.6. 3. *Артюшенко А.Д.* К вопросу обоснования конструкции подвески сиденья трактора // Вестник НТУ «ХПИ». - Харьків - НТУ «ХПИ», 2004.-№ 2.- Тем. вип. Автомобіле- і тракторобудування.

УДК 629.114.2:621.01

ВЕЛИКОДНЫЙ В.М., к.т.н., проф., НТУ «ХПІ»

ПРОХОРОВ В.П., к.т.н., доц., НТУ «ХПІ»

ПАВЛИЙ Н.В., к.т.н., доц., НТУ «ХПІ»

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ШИН ТРАКТОРА Т-150К НА ТРАНСПОРТНЫХ РАБОТАХ

Представлені результати динамічної навантаженості шин тракторів Т-150К на транспортних роботах. Проведено аналіз залежності радіальних навантажень, крутних моментів, коефіцієнтів динамічності радіальних і діагональних шин в залежності від швидкості руху трактора з навантаженим причепом на асфальті та по ґрунтовому шляху.

Введение. Работоспособность шин сельскохозяйственных машин зависит от многих факторов: динамической, радиальной, тангенциальной и боковой нагрузки; буксования; температурного режима и т.д.

До настоящего времени динамическая нагрузка шин сельскохозяйственных тракторов изучена недостаточно. Поэтому определение их динамической нагрузки является задачей актуальной.

Анализ последних достижений и публикаций. Вопросам исследования динамической нагрузки шин уделяется внимание, как в зарубежной, так и в отечественной литературе [1, 2, 3]. Однако методы аналитических расчетов основаны на значительных допущениях, связанных с погрешностями при определении характеристик упругих и диссипативных сил, характеристик шин и коэффициентов демпфирования от частоты колебаний.

Цель и постановка задачи. Целью исследования являлось определение динамической нагрузки шин тракторов Т-150К в транспортном режиме движения. Задачей исследования было определение динамической нагрузки шин типа ФД-37 диагональной конструкции.

Исследование динамической нагрузки шин. Статистические данные анализа работы сельскохозяйственных тракторов показали, что примерно 26% времени колесные трактора используются на пахоте, 53% времени на транспорте, остальное время при выполнении других видов сельскохозяйственных работ [4]. Поэтому при проведении экспериментальных исследований в качестве характерных работ были приняты следующие режимы: движение трактора с груженым полуприцепом 1ПТС-9 по асфальту и укатанной грунтовой дороге. Исследования проводились на трактора Т-150К, при заблокированной рессорной подвеске переднего моста.

В процессе экспериментальных исследований определялись следующие величины:

- 1 – крутящие моменты на колесах переднего и заднего мостов;
- 2 – динамические радиальные нагрузки на колесах переднего и заднего мостов;
- 3 – ускорения рамы трактора над передним и задним мостами и сиденья водителя;
- 4 – время прохождения мерного участка пути.

При проведении экспериментальных исследований длина опытных участков принималась: на пахоте – 250м, при движении с полуприцепом по сухой грунтовой

дороге – 386м, при движении с полуприцепом по асфальту – 360м. Движение с прицепом осуществлялось по асфальту на 4-8 передачах, по сухой грунтовой дороге на 4-7 передачах. Заезды по данному виду дороги на каждой передаче производились по одному и тому же участку.

Для оценки влияния характеристик шин на их нагруженность и сравнения конструкций шин были проведены исследования динамической нагруженности шин ФД-37 радиальной конструкции при движении трактора с груженным полуприцепом ПТС-9 по асфальту. При агрегатировании трактора с полуприцепом проверялась сила хоботного давления полуприцепа на крюк трактора, которая при диагональных шинах составляла 22,2кН, при радиальных шинах – 21,4кН

Результаты исследования динамической нагруженности шин. Анализ проведенных исследований по определению нормированных автокорреляционных функций нагрузок на заднее колесо трактора с радиальными и диагональными шинами при движении его с полуприцепами по асфальту та 4, 6 и 8 передачах показывает, что на всех передачах в случайные законы изменения радиальных нагрузок, действующих на колеса трактора, входят гармонические составляющие. При этом у трактора с радиальными шинами на 4 и 6 передачах корреляционная связь уменьшается быстрее, чем с диагональными шинами. На 8-ой передаче наблюдается обратная картина – у трактора с диагональными шинами корреляционная связь уменьшается интенсивней. На рисунке 1 приведены графики нормированных корреляционных функций радиальных нагрузок на заднее колесо трактора.

Полученные зависимости нормированных спектральных плотностей радиальных нагрузок показал, что у трактора с радиальными шинами на всех передачах спектр частот не выходит за пределы 1,75...11,25 с⁻¹ (1,07..1,79Гц). На 4-ой передаче наблюдалось две вершины спектра при частотах 8,75 и 10 с⁻¹. С увеличением скорости спектр частот сужается.

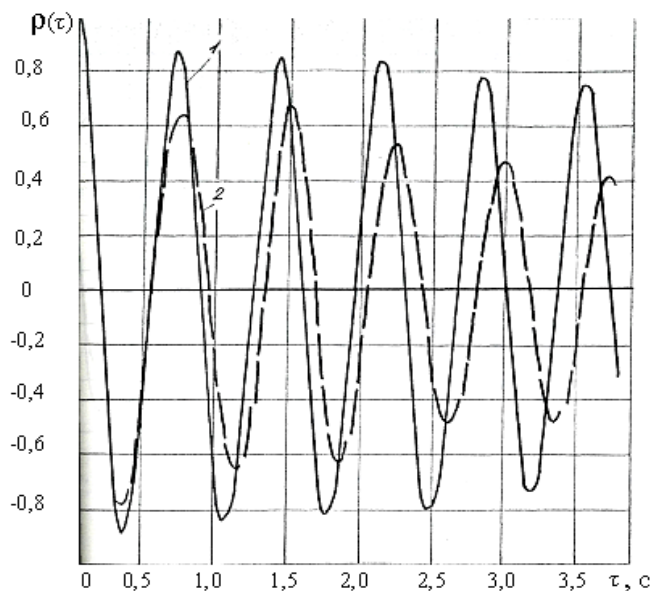


Рисунок 1 – Нормированные корреляционные функции радиальных загрузок на заднее колесо при движении трактора с полуприцепом ПТС-9 на 8-ой передаче: 1 – радиальные шины; 2 – диагональные шины

На 6-ой и 8-ой передачах наблюдаются резонансные зоны при частотах соответственно $9,5 \text{ с}^{-1}$ и 9 с^{-1} . У трактора с диагональными шинами на 4-ой передаче наблюдалось две вершины спектра – на частотах $8,75 \text{ с}^{-1}$ и 13 с^{-1} . Диапазон частот при этом несколько шире.

Нормированные спектральные плотности радиальных нагрузок действующих на колеса трактора представлены на рисунках 2 и 3.

На рисунках 4 и 5 приведены зависимости коэффициентов динамичности, крутящих моментов и радиальных нагрузок, действующих на колеса трактора в зависимости от скорости его движения.

Коэффициенты динамичности крутящих моментов, действующих на колеса трактора с радиальными шинами существенно выше, чем у трактора с диагональными шинами.

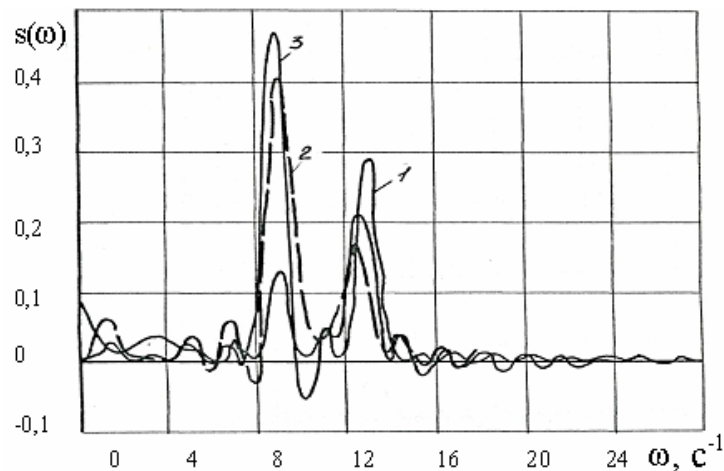


Рисунок 2 – Нормированные спектральные плотности радиальных нагрузок на переднее колесо при движении трактора по асфальту на радиальных шинах: 1 – 4-ая передача; 2 – 6-ая передача; 3 – 8-ая передача

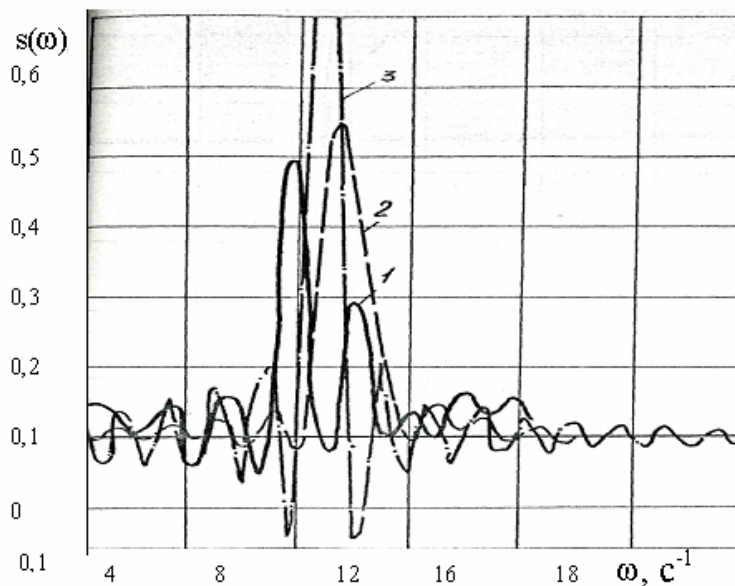


Рисунок 3 – Нормированные спектральные плотности радиальных нагрузок на заднее колесо при движении трактора по асфальту на радиальных шинах: 1 – 4-ая передача; 2 – 6-ая передача; 3 – 8-ая передача

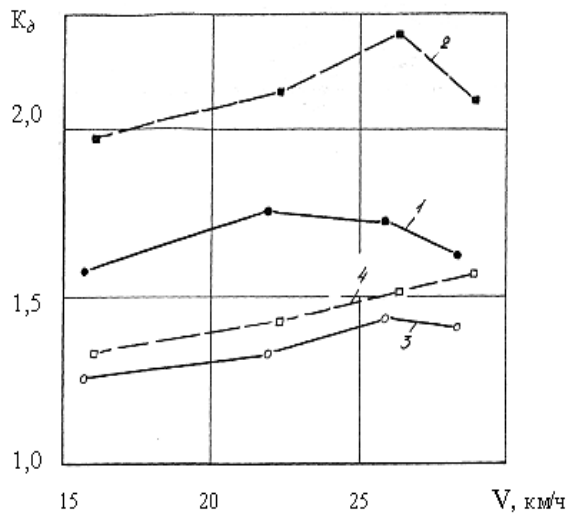


Рисунок – 4 Зависимость коэффициентов динамичности крутящих моментов от скорости движения трактора по асфальту: 1,2 – передние колеса; 3, 4 – задние колеса; 1, 3 – радиальные шины; 2, 4 – диагональные шины

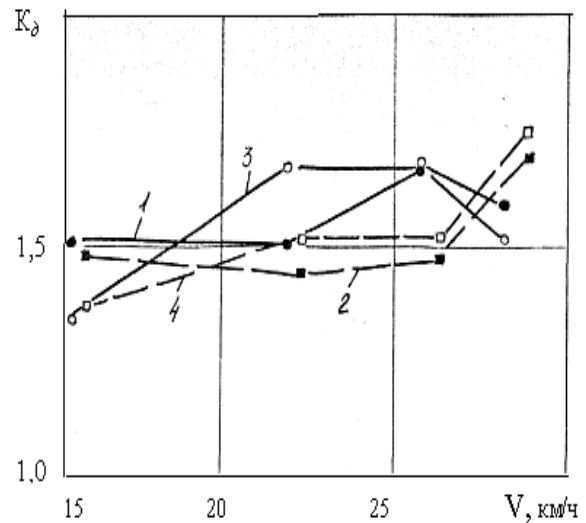


Рисунок – 5 Зависимость коэффициентов динамичности радиальных нагрузок от скорости движения трактора по асфальту: 1, 2 – передние колеса; 3, 4 – задние колеса; 1, 3 – радиальные шины; 2, 4 – диагональные шины

Коэффициенты динамичности радиальных нагрузок на колесах при движении трактора с полуприцепом со скоростью 15,7...16 км/час и 28,2...28,9 км/час у трактора с радиальными шинами несколько ниже, а при скорости 21,9..22,3 и 25,8..26,3 несколько выше. Сказанное позволяет предположить, что радиальные шины должны быть долговечней, чем диагональные.

Выводы

Коэффициенты динамичности крутящих моментов на колесах трактора с радиальными шинами существенно меньше, чем с диагональными. При движении трактора на диагональных шинах радиальные реакции дороги на шины изменяются по случайному закону, имеющему две гармонические составляющие. Интенсивность колебаний на каждой из частот зависят от скорости движения и дорожного фона. Для радиальных шин спектр частот вертикальных нагрузок уже, чем на диагональных и сдвинут в сторону меньших частот. Нормальные реакции дороги на шины имеют сильную корреляционную связь с вертикальными ускорениями мостов трактора.

Список литературы: 1. *Силаев А.А.* Спектральная теория поддрессирования – М.; Машиностроение, 1972. 2. *Хачатуров А.А.* Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель.– М.; Машиностроение, 1976. 3. *Кнороз В.И.* Работа автомобильной шины. М.; Транспорт, 1976. 4. *Великодный В.М., Прохоров В.П.* Сравнительные исследования тракторных шин по условным площадям отпечатков. Весник НТУ «ХПИ» «Автомобіле та тракторбудування» №58, Харків НТУ «ХП», 2008.

УДК 631.3.076

МИТРОПАН Д.М., к.т.н., проф., НТУ «ХП»

СЕРГІЄНКО М.Є., к.т.н., доц., НТУ «ХП»

ЦИБУЛЬКО В.В., студ., НТУ «ХП»

СИСОЄВ О.В., КП «ХКБМ»

КІНЕМАТИКА ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОГО ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ПРИ НЕСТАЛОМУ ПОВОРОТІ

Выполнен анализ кинематики поворота шарнирно-сочлененного трактора при неустановившемся повороте. Разработаны рекомендации по эксплуатации этих машин.

Вступ. Шарнірно-зчленовані трактори знайшли широке застосування в сільському господарстві й на транспорті. Гусеничні варіанти таких машин виконані у вигляді двох візків, з'єднаних одним або двома шарнірами із проміжною ланкою, використовуються як на тягових, так і на транспортних машинах високої прохідності й спеціального призначення [1, 2 та ін.].

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Дослідженню повороту 4-х гусеничних, колісних машин присвячений ряд робіт [3, 4 та ін.]. На ХТЗ розроблена конструкція 4-х гусеничного трактора на базі модифікації колісного трактора Т-150К, у якому кожне колесо замінене окремою гусеницею. Конструкція ходової системи виконана таким чином, що дозволяє здійснити її переобладнання з колісного ходу на гусеничний у будь-якому господарстві й навіть у польових мовах. Визначення радіусів повороту шарнірно-зчленованих тракторів при використанні різних рухів важливо й актуально. Ці питання в літературі не освітлені.

Мета й постановка завдання. Із зміною колісного ходу на гусеничний виникає питання кінематики повороту гусеничної модифікації трактора, що впливає на параметри руху, навантаження трактора, якість виконання сільськогосподарських робіт, тому і розглянуто це питання.

Аналіз кінематики повороту шарнірно-зчленованого гусеничного трактора при несталому повороті. Плоско-паралельне переміщення трактора при несталому повороті є в любий нескінченно малий проміжок часу синтез двох переміщень – відносного та переносного. Переносний рух на повороті в будь-який нескінченно малий проміжок часу розглядається як рух обох секцій трактора навколо одного миттєвого центру повороту при постійному значенні кута складання рами. Залежність між переносними швидкостями мостів трактора можна виразити:

$$V_{n2} = V_{n1} \cdot \frac{R_{n2}}{R_{n1}},$$

де V_{n1} і V_{n2} – переносні швидкості переднього та заднього мостів.

Відносний рух в даний нескінченно малий проміжок часу дорівнює рухам секцій однієї відносно до другої за рахунок скорочення відстані між центрами мостів. При вході в поворот трактора з двома ведучими мостами у відносному переміщенні

передній міст буде рухатись назад, а задній – вперед. При наявності в ходовій системі циркуляції потужності, один міст буде гальмівним. Якщо гальмівним буде передній міст, то у процесі відносного руху він буде розвантажуватись, а якщо задній – ходова система буде навантажуватись ще більше.

Для визначення відносного переміщення переднього та заднього мостів трактора необхідно знати радіуси кочення й кути повороту їх коліс. Радіус колеса гусениці в веденому режимі дорівнює:

$$R_k = \frac{t_{\Gamma} \cdot z_k}{2\pi},$$

де t_{Γ} – крок ланки гусениці;

z_k – число ланок, що укладаються на колесі.

Кроки ланок гусениць забігаючої та відстаючої сторін можуть бути різними, тому при наявності диференціалів, радіус ведучих коліс гусениць моста замінюють приведеним радіусом кочення колеса R_{Π} моста кожної секції трактора. Аналогічно шарнірно-зчленованого колісного трактора [5], він дорівнює:

$$R_n = \frac{t_{\Gamma 1} \cdot t_{\Gamma 2} \cdot z_k}{(t_{\Gamma 1} + t_{\Gamma 2}) \cdot \pi},$$

де $t_{\Gamma 1}, t_{\Gamma 2}$ – кроки ланок гусениць правої й лівої сторін.

Кроки ланок гусениці залежать від зношування шарнірів гусениці й точності їхнього виготовлення.

Приведений радіус кочення ведучого колеса моста гусеничного трактора, як і для колісної моделі [5], визначається:

$$R_{K\Gamma} = R_{\Pi} + \lambda_{\Pi\Gamma} \cdot P_{3M}, \quad (12)$$

де $\lambda_{\Pi\Gamma}$ – коефіцієнт пропорційності тангенціальних сил на ведучому колесі моста.

Коефіцієнт пропорційності тангенціальних сил λ є відношення зміни приведенного радіуса кочення ведучого колеса моста Δr_k гусеничного трактора до зміни сил тяги на гусеницях моста ΔP_{3M} :

$$\lambda = \frac{\Delta r_k}{\Delta P_{3M}}.$$

Зміну радіуса кочення ведучого колеса можна виразити через буксування гусениць моста і приведений радіус кочення веденого колеса R_K моста:

$$\Delta r_k = \Delta \delta \cdot R_K.$$

Тоді

$$\lambda = \frac{\Delta \delta \cdot R_K}{\Delta P_{3M}} = R_K \cdot \frac{d\delta}{dP_{3M}}.$$

З аналізу тягових характеристик гусеничних тракторів [6] витікає, що залежність буксування до 5% від сили тяги на гаку лінійна й залежить від ваги трактора, стану й параметрів рушія та опорної поверхні. При 3% буксуванні трактора сила тяги гусениці становить приблизно половину ваги, що приходить на гусеницю трактора. Приймаємо вагу, що приходить на передній міст шарнірно-зчленованого трактора – 55 кН, а на задній – 35 кН. При цьому на агрофоні – стерня пшениці для кожної гусениці переднього моста $\lambda_1 = 4,123 \cdot 10^{-4}$ мм/Н, а заднього – $\lambda_2 = 0,648 \cdot 10^{-4}$ мм/Н. При рівності радіусів ведучих коліс у веденому режимі приведений коефіцієнт пропорційності тангенціальних сил гусениць моста дорівнює [5]:

переднього – $\lambda_{n1} = \lambda_1 / 2$;

заднього – $\lambda_{n2} = \lambda_2 / 2$.

При відносному русі секцій трактора відбувається закрутка валопроводів трансмісії, збільшуються сили зчеплення на гусеницях, тому приведені радіуси кочення мостів змінюються й переміщення центру моста буде відбуватися при змінному радіусі кочення $R_{кг}$ (див. рис. 1)

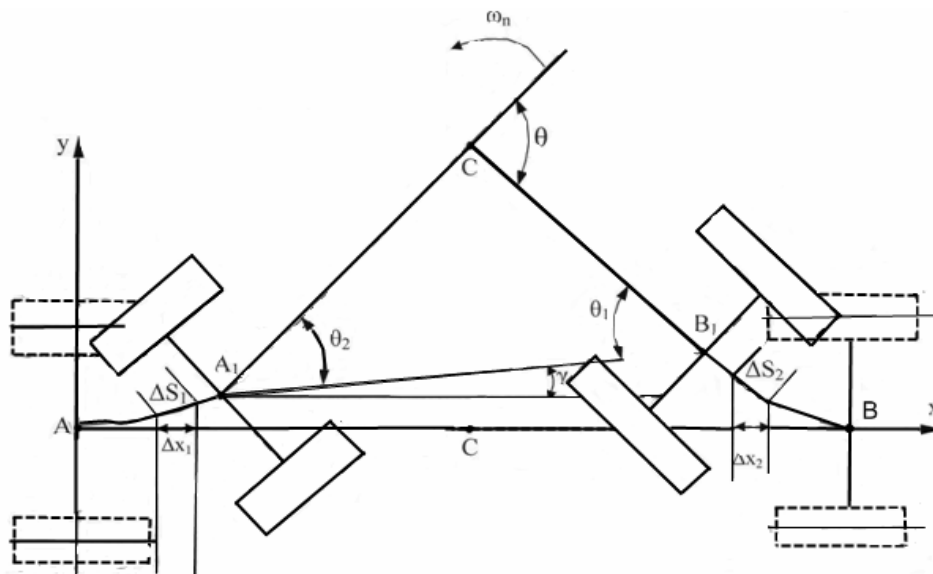


Рисунок 1 – Схема відносного руху секцій шарнірно-зчленованого трактора

Використовуючи приведені радіуси кочення коліс мостів, елементарне відносне переміщення моста визначається по формулі [7] довжини дуги перемінного радіуса полярних координатах.

Перетворивши й відкинувши величини нижчого порядку, одержимо:

$$\left. \begin{aligned} dS_1 &= \sqrt{\lambda_{n1}^2 + R_{\kappa z1}^2 \cdot C_1^2 \cdot R_{d1}^2} \cdot dP_{zm1} = A_1 \cdot dP_{n1}; \\ dS_2 &= \sqrt{\lambda_{n2}^2 + R_{\kappa z2}^2 \cdot C_2^2 \cdot R_{d2}^2} \cdot dP_{zm2} = A_2 \cdot dP_{n2}, \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

де C_1, C_2 – піддатливість приводів переднього та заднього мостів;
 $R_{кг1}, R_{кг2}$ – приведені радіуси кочення ведених коліс переднього й заднього мостів;
 $\lambda_{п1}, \lambda_{п2}$ – коефіцієнти пропорційності тангенціальних сил на ведучих колесах мостів;
 $R_{д1}, R_{д2}$ – середні динамічні радіуси приведених ведучих коліс переднього і заднього ведучих мостів;
 $P_{п1}, P_{п2}$ – сумарні дотичні сили на ведучих колесах переднього й заднього мостів, викликаних відносним рухом секцій.

Відповідно до схеми відносного руху секцій трактора (рис.1) можна записати:

$$\left. \begin{aligned} dX_1 &= A_1 \cos(\theta_1 - \gamma) dP_{п1}; \\ dX_2 &= -A_2 \cos(\theta_2 + \gamma) dP_{п2}; \\ X_2 &= X_1 + \sqrt{l_1^2 + l_2^2 + 2 \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot \cos \theta \cdot \cos \gamma}; \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

де θ_1, θ_2 – кути між повздовжніми площинами симетрії передньої й задньої секцій і вертикальною площиною, проведеної через центри мостів;

θ – кут між повздовжніми осями передньої й задньої секцій трактора (кут зламу рами);

X_1, X_2 – проекції переміщення центрів переднього й заднього мостів за рахунок відносного руху секцій;

l_1, l_2 – відстань від осі вертикального шарніра рами до осей переднього й заднього мостів;

γ – кут між лінією A_1B_1 , що з'єднує центри мостів у процесі їхнього відносного переміщення і її початковим положенням лінії AB .

Кут $\gamma < 1,5^\circ$, тому його не враховуємо.

Із умов тягового балансу сил при відносному русі можна записати:

$$P_{п1} = \frac{P_{п2} \cdot \cos \theta_1}{\cos \theta_2},$$

де відношення
$$\frac{\cos \theta_1}{\cos \theta_2} = \frac{l_1 \cdot \sin \theta + l_2 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta}{l_2 \cdot \sin \theta + l_1 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta}.$$

При $\frac{l_1}{l_2} = 0,35 \dots 0,75$ та $\theta = 0 \dots 0,698$ рад відношення $\frac{\cos \theta_1}{\cos \theta_2} = 0,95 \dots 1,05$, тому можна прийняти $P_{п1} = P_{п2}$.

Використовуючи перше та друге рівняння системи (3) отримаємо:

$$\left| \frac{dX_1}{A_1} \right| = \left| \frac{-dX_2}{A_2} \right|. \quad (15)$$

Диференціюючи третє рівняння системи (3), отримаємо:

$$dX_1 = dX_2 - \frac{l_1 \cdot l_2 \cdot \sin \theta}{\sqrt{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1 l_2 \cos \theta}} \cdot d\theta. \quad (16)$$

Розв'язуючи спільно рівняння (4) та (5), знаходимо:

$$\left. \begin{aligned} X_1 &= \frac{A_1}{A_1 + A_2} \cdot \left(L - \sqrt{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1 l_2 \cos \theta} \right); \\ X_2 &= \frac{A_1 L + A_2 \sqrt{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1 l_2 \cos \theta}}{A_1 + A_2}. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Швидкості відносного руху мостів можна визначити (рис.1):

$$V_{вд1} = \frac{dX_1}{dt \cos \theta_1};$$

$$V_{вд2} = \frac{dX_2}{dt \cos \theta_2}.$$

де

$$\cos \theta_1 = \frac{l_1 \sin \theta + l_2 \sin \theta \cos \theta}{\sin \theta \sqrt{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1 l_2 \cos \theta}};$$

$$\cos \theta_2 = \frac{l_2 \sin \theta + l_1 \sin \theta \cos \theta}{\sin \theta \sqrt{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1 l_2 \cos \theta}}.$$

Тому

$$V_{вд1} = \frac{A_1}{A_1 + A_2} \cdot \frac{\dot{\theta} l_1 l_2 \sin^2 \theta}{l_1 \sin \theta + l_2 \sin \theta \cos \theta}; \quad (18)$$

$$V_{вд2} = \frac{-A_2}{A_1 + A_2} \cdot \frac{\dot{\theta} l_1 l_2 \sin^2 \theta}{l_2 \sin \theta + l_1 \sin \theta \cos \theta}.$$

Напрямки швидкостей переносного V_n і відносного $V_{вд}$ руху заднього моста складаються, а переднього – віднімаються, тому сумарні швидкості переднього V_1 і заднього V_2 мостів дорівнюють:

$$\begin{aligned} V_1 &= V_{n1} - \frac{A_1}{A_1 + A_2} \cdot \frac{\dot{\theta} l_1 l_2 \sin^2 \theta}{l_1 \sin \theta + l_2 \sin \theta \cos \theta}; \\ V_2 &= V_{n2} + \frac{A_2}{A_1 + A_2} \cdot \frac{\dot{\theta} l_1 l_2 \sin^2 \theta}{l_2 \sin \theta + l_1 \sin \theta \cos \theta}. \end{aligned} \quad (19)$$

Кутові швидкості секцій переносного і відносного руху аналогічно лінійним швидкостям – складаються. Переносні кутові швидкості передньої та задньої секцій дорівнюють:

$$\omega_n = \frac{V_{n1}}{R_{n1}} = \frac{V_{n2}}{R_{n2}}. \quad (20)$$

З рис. 1 видно, що відносні кутові швидкості відповідно передньої і задньої секцій трактора дорівнюють:

$$\begin{aligned} \omega_{\phi 01} &= \frac{d(\theta_1 - \gamma)}{dt}; \\ \omega_{\phi 02} &= \frac{d(\theta_2 + \gamma)}{dt}. \\ \theta_1 &= \arctg \frac{l_2 \sin \theta}{l_1 + l_2 \cos \theta}; \\ \theta_2 &= \arctg \frac{l_1 \sin \theta}{l_2 + l_1 \cos \theta}. \end{aligned}$$

де

Тому що γ мала величина, то

$$\begin{aligned} \omega_{\phi 01} &= \frac{l_2(l_1 \cos \theta + l_2)}{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1 l_2 \cos \theta} \cdot \dot{\theta}; \\ \omega_{\phi 02} &= \frac{l_1(l_2 \cos \theta + l_1)}{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1 l_2 \cos \theta} \cdot \dot{\theta}. \end{aligned} \quad (21)$$

Сумарні кутові швидкості відповідно переднього ω_1 і заднього ω_2 мостів трактора дорівнюють:

$$\left. \begin{aligned} \omega_1 &= \frac{V_{n1}}{R_{n1}} + \frac{l_2(l_1 \cos \theta + l_2)}{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1 l_2 \cos \theta} \cdot \dot{\theta}; \\ \omega_2 &= \frac{V_{n2}}{R_{n2}} - \frac{l_1(l_2 \cos \theta + l_1)}{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1 l_2 \cos \theta} \cdot \dot{\theta}. \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Радіуси несталого повороту центрів переднього і заднього мостів шарнірно-зчленованого трактора із усіма ведучими гусеницями визначається залежностями:

$$R_{m1} = \frac{V_1}{\omega_1} = \frac{V_{n1} \mp \frac{A_1}{A_1 + A_2} \cdot \frac{l_1 l_2 \sin^2 \theta}{l_1 \sin \theta + l_2 \sin \theta \cos \theta} \cdot \dot{\theta}}{\frac{V_{n1}}{R_{n1}} \pm \frac{l_2(l_1 \cos \theta + l_2)}{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1 l_2 \cos \theta} \cdot \dot{\theta}}. \quad (23)$$

$$R_{m2} = \frac{V_2}{\omega_2} = \frac{\frac{V_{n1} \cdot R_{n2}}{R_{n1}} \pm \frac{A_2}{A_1 + A_2} \cdot \frac{l_1 l_2 \sin^2 \theta}{l_2 \sin \theta + l_1 \sin \theta \cos \theta} \cdot \dot{\theta}}{\frac{V_{n1}}{R_{n1}} \mp \frac{l_1(l_2 \cos \theta + l_1)}{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1 l_2 \cos \theta} \cdot \dot{\theta}}. \quad (24)$$

В залежностях (12) та (13) $(\pm)$ і $(\mp)$ при вході в поворот трактора потрібно брати верхні знаки, а при виході з повороту – нижні знаки. Переносні радіуси повороту центрів мостів визначають по залежностям:

$$R_{n1} = \frac{l_2 + l_1 \cos \theta}{\sin \theta};$$

$$R_{n2} = \frac{l_1 + l_2 \cos \theta}{\sin \theta}.$$

Тому можна записати:

$$R_{nn1} = \frac{V_1}{\omega_1} = \frac{V_{n1} \mp \frac{A_1}{A_1 + A_2} \cdot \frac{l_1 l_2 \sin^2 \theta}{l_1 \sin \theta + l_2 \sin \theta \cos \theta} \cdot \dot{\theta}}{\frac{V_{n1} \sin \theta}{l_2 + l_1 \cos \theta} \pm \frac{l_2 (l_1 \cos \theta + l_2)}{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1 l_2 \cos \theta} \cdot \dot{\theta}}. \quad (25)$$

$$R_{nn2} = \frac{V_2}{\omega_2} = \frac{\frac{V_{n1} \cdot (l_1 + l_2 \cos \theta)}{l_2 + l_1 \cos \theta} \pm \frac{A_2}{A_1 + A_2} \cdot \frac{l_1 l_2 \sin^2 \theta}{l_2 \sin \theta + l_1 \sin \theta \cos \theta} \cdot \dot{\theta}}{\frac{V_{n1} \sin \theta}{l_1 + l_2 \cos \theta} \mp \frac{l_1 (l_2 \cos \theta - l_1)}{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1 l_2 \cos \theta} \cdot \dot{\theta}}. \quad (26)$$

Формули (14) і (15) дійсні й для колісного шарнірно-зчленованого трактора без врахування бокового увода шин на повороті.

По формулам (14) та (15) побудовані графічні залежності (рис. 2 та 3) радіусів повороту центрів мостів колісних і гусеничних шарнірно-зчленованих тракторів при несталому і сталому поворотах в залежності від лінійної і кутової швидкостей складання рами трактора. Аналіз рівнянь (14) та (15), а також рисунків 2 та 3 показує, що:

а) Радіуси повороту секцій гусеничного і колісного шарнірно-зчленованих тракторів при несталих поворотах близькі. Різниця їх складає не більше 3...5%.

б) При вході в поворот радіус повороту центра переднього моста зменшується значно більше, ніж при сталому повороті. Так в процесі несталого повороту при $\theta = 10^\circ$, кутовій швидкості складання рами трактора $\dot{\theta} = 0,5 \text{ с}^{-1}$ та лінійній швидкості центра мас трактора 10,8 км/год радіус повороту передньої секції при сталому повороті складає 16,4 м, а при несталому – 7 м. Із збільшенням кута складання рами до $\theta = 20^\circ$ радіуси дорівнюють 8,1 м та 4,83 м (рис. 3). Це пояснюється тим, що при несталому повороті кутові швидкості повороту секцій сталого і несталого поворотів складаються. Вони ростуть швидше, ніж лінійна швидкість трактора. Різниця між радіусами повороту передньої секції при сталому і несталому поворотах зменшується зі збільшенням швидкості трактора і збільшується при підвищенні кутової швидкості складання рами.

Радіус повороту заднього моста при вході в поворот буде з малого радіуса збільшуватись до нескінченності й зі зміною знака буде різко зменшуватись.

При виході із повороту радіус повороту центра моста задньої секції буде з малого значення плавно збільшуватись. Він буде значно меншим, ніж при сталому повороті. Так при швидкості трактора 10,8 км/год, $\theta = 20^\circ$ та $\dot{\theta} = 0,5 \text{ с}^{-1}$ дорівнює 3,16 м, а при $\dot{\theta} = 0,2 \text{ с}^{-1}$ відповідно 4,31 м, при сталому – 8,15 м (рис. 4).

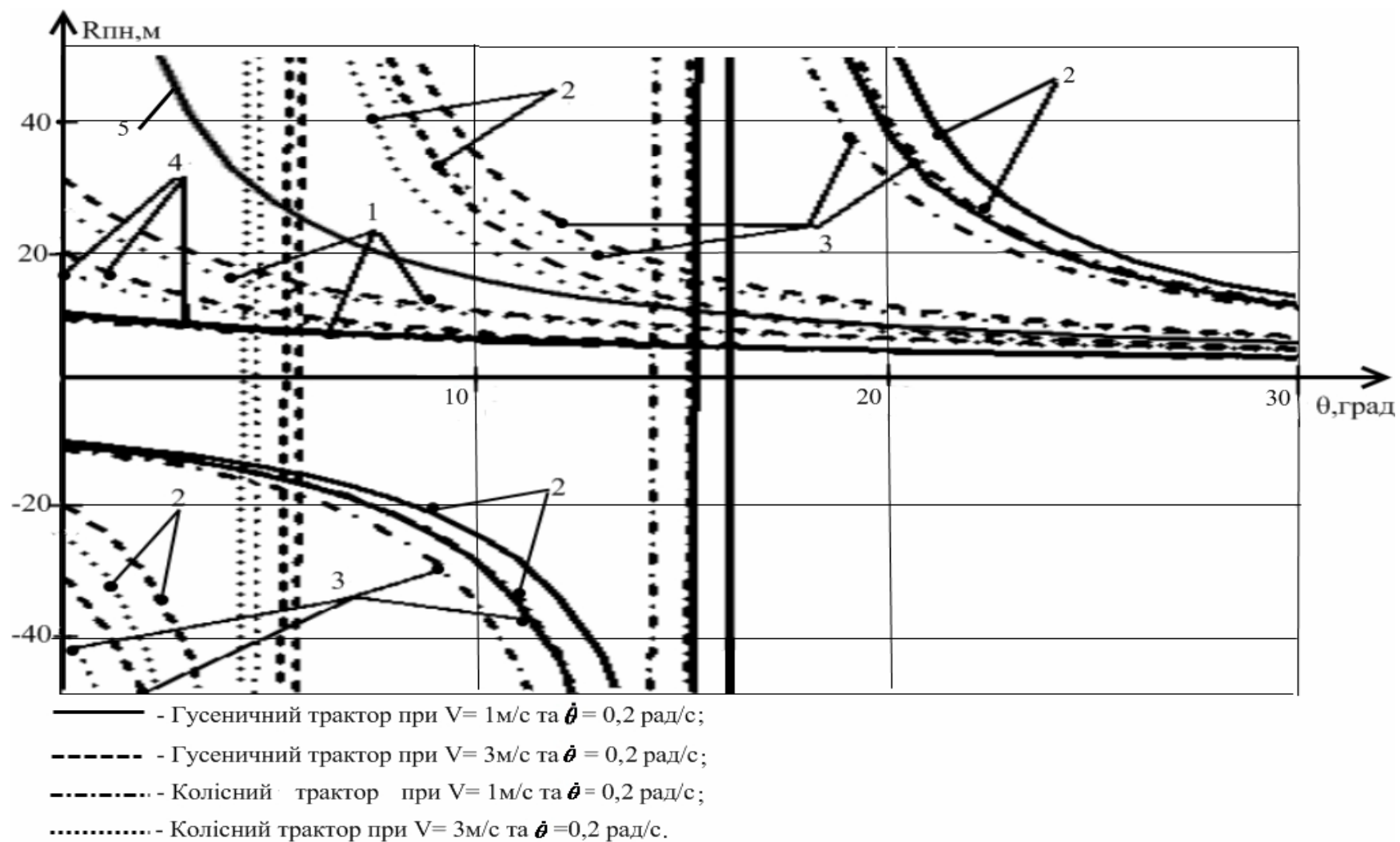


Рисунок 2 – Зміна радіусів повороту центрів мостів: при вході в правий поворот переднього моста (1) та заднього (2), при виході з правого повороту переднього моста (3) та заднього (4), при сталому повороті (5)

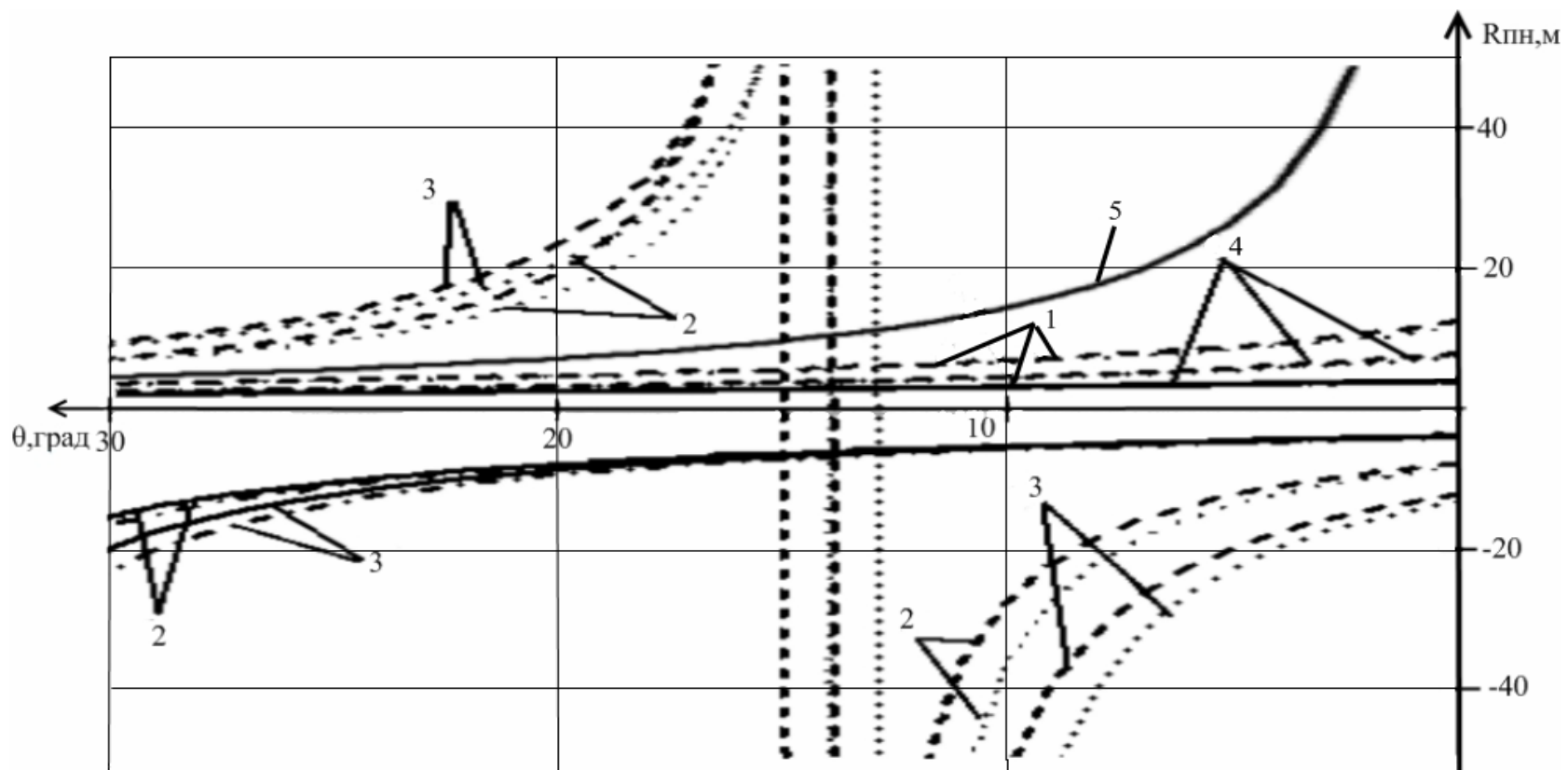


Рисунок 3 – Зміна радіусів повороту центрів мостів: при вході в лівий поворот переднього моста (1) та заднього (2), при виході з лівого повороту переднього моста (3) та заднього (4), при сталому повороті (5)

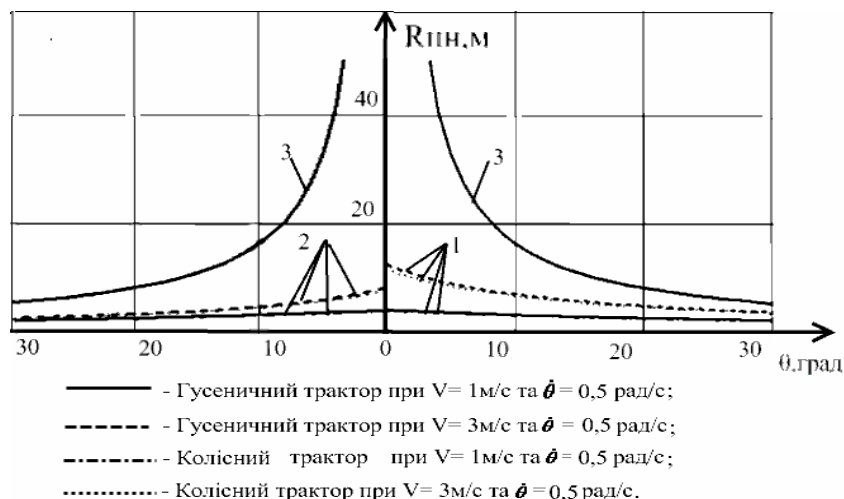


Рисунок 4 – Зміна радіусів повороту центрів мостів: при вході в поворот переднього моста (1), при виході з повороту заднього моста (2), при сталому повороті (3)

Радіус повороту переднього моста при виході із повороту спочатку різко збільшується до нескінченності й потім зі зміною знака буде різко зменшуватись.

Зменшення радіуса повороту при вході в поворот передньої секції і при виході з повороту задньої секції більше, ніж при сталому повороті призводить до зменшення бокової стійкості трактора на повороті.

Висновки

1. Отримані математичні залежності визначення радіусів повороту секцій шарнірно-зчленованого гусеничного трактора при несталому повороті дозволяють досліджувати кінематику руху трактора.

2. Порівняння радіусів поворотів секцій шарнірно-зчленованого трактора з гусеничними, колісними рушієм при несталих поворотах показали що їх значення близькі. Різниця складає не більше 5%.

3. При вході в поворот радіус повороту центра мас переднього моста, а при виході з повороту радіус повороту центра мас заднього моста менше, ніж при сталому повороті в 1,5...2 рази, що зменшує поперечну стійкість трактора при несталому повороті.

4. Для тракторів виконаних на базі модифікації Т-150К рекомендується виконувати несталий поворот гусеничного і колісного шарнірно-зчленованих тракторів при швидкостях $V \leq 3,6$ км/год та при $\dot{\theta} \leq 0,2$ с⁻¹.

Список літератури: 1. Селиванов И.И. Автомобили и транспортные гусеничные машины высокой проходимости. – М.: Наука, 1967. – 270 с. 2. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1970. – 173 с. 3. Медведев Н.Г. Особенности поворота гусеничной машины с четырех обводным двигателем // Механіка та машинобудування // Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2001. – №1, 2. – С. 314–319. 4. Митропан Д.М. Распределение тягового усилия между ведущими мостами шарнирно-сочлененного трактора 4К4 при неустановившемся повороте // Тракторы и сельхозмашины. – 1972. – №3. – С. 19–21. 5. Самородов В.Б., Митропан Д.М. та інші. Порівняльний аналіз колісних і гусеничних шарнірно-зчленованих тракторів при несталому повороті // Вестник НТУ «ХПІ». – Харьков: НТУ «ХПІ», 2008. – №58. – С. 46-56. 6. Колобов Г.Г., Парфенов А.П. Тяговые характеристики тракторов. – М.: Машиностроение, 1972. – 157 с. 7. Смирнов В.И. Курс высшей математики. – М.: Физмат, 1956. – Т. 2. 8. Митропан Д.М. Переходной режим при повороте шарнирно-сочлененного тягача // Сб.: «Автомобильный транспорт». – К.: Техніка, 1972. – Вип. 9. – С.127– 130.

УДК 519.816

САМОРОДОВ В.Б., д.т.н., проф., НТУ «ХПІ»
АНДРОСЕНКО В.В., асс., НТУ «ХПІ»

ВИКОРИСТАННЯ КЛАСТЕРНИХ РАНЖИРУВАНЬ ДЛЯ ПРОГНОЗУВАННЯ ВИКОРИСТАННЯ РУХОМОГО СКЛАДУ

В роботі розроблено методику для виконання прогнозування використання рухомого складу на підприємствах автотранспортної галузі. Розроблено алгоритм, який включає послідовність процедур для проведення прогнозування та описано основні вхідні дані. Формалізовано та надано пояснень щодо всіх операцій прогнозування. Особливо представлено механізм для визначення сезонної складової динаміки використання рухомого складу.

Вступ. Транспортно-експедиційний ринок України набуває поступового розвитку, основною рисою якого є зв'язок між інформаційною та технологічною складовою транспортного процесу. Іноземний досвід свідчить про необхідність впровадження взаємопов'язаних інформаційно-технологічних систем для різних видів транспорту. Загальним підсумком такого зв'язку є чітка синхронізація перевізного процесу, що позитивно впливає як на економічний стан підприємств так і на якість обслуговування клієнтів. Однак, відсутність чіткого зв'язку між підприємствами в Україні призводить до ускладнення процедури синхронізації. В таких умовах перевізникам доводиться проводити самостійний багатофакторний пошук клієнтів з урахуванням наявного рухомого складу та можливості його додаткового залучення за рахунок приватних підприємств. Це призводить до необхідності проведення політики оптимізації власних транспортних потужностей під потреби великих клієнтів. Політика полягає в раціоналізації та уніфікації парку рухомого складу. Частіше його структура формується для нівелювання коливань попиту та постійного виконання перевезень протягом окремого терміну – сезону або року. Такий підхід викликає появу низки проблем, серед яких основне місце посідають питання прогнозування використання рухомого складу на наступний період.

Побудова універсальної методики прогнозування використання рухомого складу для автотранспортних підприємств дозволить автоматизувати процес прийняття оперативних рішень щодо формування оптимального парку рухомого складу. Результатом впровадження методики може стати система оперативної зміни структури парку за рахунок усвідомленої задачі або взяття транспортних засобів в оренду.

Актуальність проблеми дослідження. До найбільш розповсюджених моделей прогнозування використання рухомого складу відносяться статистичні моделі. В них, за допомогою аналізу часових рядів формуються закони розподілення випадкової величини використовуючи які виконують безпосередньо прогнозування. Недоліком використання статистично-ймовірнісних методів є необхідність визначення та обґрунтування фактичного закону розподілення випадкової величини [1, 2]. При цьому, частіше, вибір будь-якого з них вимагає згладжування окремих частот. Який вплив створює процедура відмови від реальної структури частот та нав'язування класичного закону залишається невідомим. Доволі складним стає і вибір критерію для перевірки розходження теоретичного та емпіричного розподілу

Чисельні методи, а саме методи інтерполяції та апроксимації [3], через значну простоту використання є більш прийнятними однак вони мають низку власних проблем

та недоліків. Серед них основне місце посідає вибір типу поліному. Неможливість його точного та чисельного обґрунтування призводить до появи “надії” стосовно правильно прийнятого рішення.

Побудова моделі на основі кластерних ранжирувань дозволить нівелювати ці недоліки та дасть можливість прийняти обґрунтоване рішення стосовно зміни структури парку у часі. Невідповідності в кластерних ранжируваннях нівелюються за допомогою аналізу ядра протиріч, що дозволяє спростити процедуру пошуку тренду та сезонної складової.

Рішення задачі. Прогнозування використання рухомого складу для транспортно-експедиційних підприємств внаслідок специфічності автотранспортних послуг стає причиною появи відповідних вимог серед яких виділено три основних:

- відстеження місячної динаміки;
- обов'язковість побудови загального тренду;
- необхідність побудови сезонного ранжирування.

У відповідності до представлених вимог розроблено алгоритм проведення прогнозування використання рухомого складу. Основою для наступного прогнозу є кількість годин, які було відпрацьовано відповідним автомобілем. В якості математичного апарату використовується метод погодження ранжирувань з кластерами [4]. Рациональну послідовність операцій наведено на рисунку 1.



Рисунок 1 - Послідовність операцій прогнозування використання рухомого складу

Математична постановка задачі виглядає наступним чином. Припустимо, що множина автомобілів, які включено до парку рухомого складу описується множиною $H = \{h_1, h_2, \dots, h_p\}$. Час виконання робіт за кожною маркою рухомого складу

описується бінарним відношенням (1). За вхідною інформацією формується множина ранжирувань з кластерами, які виглядають як послідовність $pos_1^{h_i} = (t_0 < t_1 = t_j < \dots)$.

$$TP^{h_i} = \begin{matrix} & \begin{matrix} 1 & 2 & \dots & 12 \end{matrix} \\ \begin{matrix} t_1 \\ t_2 \\ \dots \\ t_j \end{matrix} & \begin{bmatrix} tp^{h_i}(t_1, 1) & tp^{h_i}(t_1, 2) & \dots & tp^{h_i}(t_1, 12) \\ tp^{h_i}(t_2, 1) & tp^{h_i}(t_2, 2) & \dots & tp^{h_i}(t_2, 12) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ tp^{h_i}(t_j, 1) & tp^{h_i}(t_j, 2) & \dots & tp^{h_i}(t_j, 12) \end{bmatrix} \end{matrix} \quad (1)$$

В результаті отримуємо множину ранжирувань з кластерами, які виглядають як послідовність $pos_1^{h_i} = (t_0 < t_1 = t_j < \dots)$. Всі ранжирування за окремим автомобілем та окремим місяцем зводяться до бінарного відношення за допомогою залежності

$$bo_{jm}^{h_i}(t_k, t_m) = \begin{cases} 1, & \text{якщо } t_k^{h_i} \leq t_m^{h_i} \\ 0, & \text{якщо } t_k^{h_i} > t_m^{h_i} \end{cases} \quad k \neq m, \quad k = 1, 2, \dots, j \quad m = 1, 2, \dots, j. \quad (2)$$

В результаті одержуємо матрицю

$$BO_{jm}^{h_i} = \begin{matrix} & \begin{matrix} 1 & 2 & \dots & j \end{matrix} \\ \begin{matrix} 1 \\ 2 \\ \dots \\ j \end{matrix} & \begin{bmatrix} 1 & bo_{jm}^{h_i}(t_1, t_2) & \dots & bo_{jm}^{h_i}(t_1, t_j) \\ bo_{jm}^{h_i}(t_2, t_1) & 1 & \dots & bo_{jm}^{h_i}(t_2, t_j) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ bo_{jm}^{h_i}(t_j, t_1) & bo_{jm}^{h_i}(t_j, t_2) & \dots & 1 \end{bmatrix} \end{matrix}, \quad (3)$$

де jm – місяць, для якого виконано ранжирування.

Наступний аналіз полягає у виділенні ядра протиріч. Для цього необхідно виконати попарне перемноження всіх елементів відповідних матриць. Ядром протиріч є пари для яких результат дорівнює нулю в обох напрямках, тобто

$$ads^{h_i}(t_k, t_m) = bo_{jm}^{h_i}(t_k, t_m) \cdot bo_{jm}^{h_i}(t_m, t_k) = bo_{jm}^{h_i}(t_m, t_k) \cdot bo_{jm}^{h_i}(t_k, t_m) = 0 \quad k \neq m \quad k = 1, 2, \dots, j \quad m = 1, 2, \dots, j \quad (4)$$

Підсумкове ядро протиріч визначається за допомогою математичної операції об'єднання окремих ядер протиріч ранжирувань з кластерами

$$ADS^{h_i} = \cup ads^{h_i}(t_k, t_m) \quad k \neq m \quad k = 1, 2, \dots, j \quad m = 1, 2, \dots, j. \quad (5)$$

В результаті одержуємо послідовність протиріч. Для їх усунення та встановлення порядку між кластерами [4] довільно обирається один об'єкт з першого кластеру та другий з іншого. Порядок між кластерами встановлюється такий, який прийнято між обраними об'єктами в будь якій з ранжирувань які розглядаються. Раціональність такого підходу доведена в роботі [5]. Можливо виникнення ситуації, коли два об'єкта знаходяться у кластері в усіх наданих ранжируваннях. Внаслідок цього підсумкове ранжирування також описується цим кластером. В результаті фактично одержуємо загальний тренд виконаних робіт або динаміку використання окремої марки рухомого складу. Вона приймає вигляд ранжирування з кластерами, тобто $RS^{h_i} = [t_0 < t_1 = t_j < \dots]$ Формування загальної динаміки призначено для зменшення

впливу шумів або випадкових викидів значень за окремими місяцями на підсумковий результат.

Відсоткова динаміка є змінною величиною. Причиною цьому є сезонні коливання та наявні договори на перевезення. В результаті розрахунки відсоткової динаміки виконуються через визначення середніх величин збільшення (зменшення) за послідовностями які співпадають. Відсотки змін знаходяться як суми між середніми величинами за схожими послідовностями з моменту повторення динаміки. Для пошуку моменту початку однотипної динаміки використовується зворотній перерахунок елементів RS^{h_j} . Здійснюються порівняння передостаннього знаку домінування. В випадку, коли він співпадає – порівнюються попередні знаки. Пошук точки початку завершується, коли знаки не співпадають. Наступним кроком будуються бінарні відношення домінування для всіх місяців

$$BON_{jm}^{h_i} = \begin{matrix} & \begin{matrix} 1 & 2 & \dots & j \end{matrix} \\ \begin{matrix} k \\ k+1 \\ \dots \\ j \end{matrix} & \begin{bmatrix} 1 & bo_{jm}^{h_i}(t_k, t_2) & \dots & bo_{jm}^{h_i}(t_k, t_j) \\ bo_{jm}^{h_i}(t_{k+1}, t_1) & 1 & \dots & bo_{jm}^{h_i}(t_{k+1}, t_j) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ bo_{jm}^{h_i}(t_j, t_1) & bo_{jm}^{h_i}(t_j, t_2) & \dots & 1 \end{bmatrix} \end{matrix} \quad (6)$$

В подальших розрахунках приймають участь тільки місяці, для яких помноження всіх елементів не дає нуля в обох напрямках. Середня динаміка визначається з рівняння

$$DIN^{h_i} = \sum_{i=kp}^{12} \frac{\sum_{n=tr}^j \frac{(tp^{h_i}(t_n, i) - tp^{h_i}(t_{n+1}, i))}{tp^{h_i}(t_n, i)}}{(tr-1)}, \quad (7)$$

де tr – кількість років після точки початку динаміки, од;

kp – місяці, динаміка яких співпадає з загальним трендом, од.

Одержана динаміка приросту дозволяє визначити обсяг робіт на наступний період по місяцях

$$pt^{h_i}(t_{j+1}, i) = tp^{h_i}(t_j, i) + tp^{h_i}(t_j, i) \cdot DIN^{h_i} \quad i = 1, 2, \dots, 12. \quad (8)$$

Наступним кроком виконується визначення сезонності попиту на окрему марку. Пошук сезонності призначено для аналізу доцільності здачі окремої марки рухомого складу в оренду на відповідний термін. Для цього за даними прогнозу будується бінарне відношення домінування

$$pbo^{h_i}(k, m) = \begin{cases} 1, & \text{якщо } pt^{h_i}(k) \leq pt^{h_i}(m) \\ 0, & \text{якщо } pt^{h_i}(k) > pt^{h_i}(m) \end{cases} \quad k \neq m, \quad k = 1, 2, \dots, 12 \quad m = 1, 2, \dots, 12. \quad (9)$$

У результаті формується матриця, яка описує сезонність перевезень

$$PBO^{h_i} = \begin{matrix} & \begin{matrix} 1 & 2 & \dots & 12 \end{matrix} \\ \begin{matrix} 1 \\ 2 \\ \dots \\ 12 \end{matrix} & \begin{bmatrix} 1 & pbo^{h_i}(1, 2) & \dots & pbo^{h_i}(1, 12) \\ pbo^{h_i}(2, 1) & 1 & \dots & pbo^{h_i}(2, 12) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ pbo^{h_i}(12, 1) & pbo^{h_i}(12, 2) & \dots & 1 \end{bmatrix} \end{matrix} \quad (10)$$

Пошук реальної динаміки здійснюється за допомогою протиставлення прогнозним даним результатів попереднього року. За останній рік також будується бінарне відношення домінування (11).

$$sbo^{h_i}(k, m) = \begin{cases} 1, & \text{якщо } tp^{h_i}(t_j, k) \leq tp^{h_i}(t_j, m) \\ 0, & \text{якщо } tp^{h_i}(t_j, k) > tp^{h_i}(t_j, m) \end{cases} \quad k \neq m, \quad k = 1, 2, \dots, 12 \quad m = 1, 2, \dots, 12, \quad (11)$$

$$SBO^{h_i} = \begin{matrix} & \begin{matrix} 1 & 2 & \dots & 12 \end{matrix} \\ \begin{matrix} 1 \\ 2 \\ \dots \\ 12 \end{matrix} & \begin{bmatrix} 1 & sbo^{h_i}(1, 2) & \dots & sbo^{h_i}(1, 12) \\ sbo^{h_i}(2, 1) & 1 & \dots & sbo^{h_i}(2, 12) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ sbo^{h_i}(12, 1) & sbo^{h_i}(12, 2) & \dots & 1 \end{bmatrix} \end{matrix}. \quad (12)$$

Аналіз двох відношень (PBO^{h_i} та SBO^{h_i}) дає можливість виділити ядро протиріч. Після його згладжування одержуємо більш точну сезонну динаміку роботи окремої марку рухомого складу тобто сезонну послідовність на наступний рік. Вона приймає вигляд ранжирування з кластерами (однаковий обсяг робіт) від більшого до меншого за обсягами робіт місяця.

Наприклад $PSO^{h_i} = [5 > 6 > \{7, 8\} > 1 > 3 > 4 > 9 > 11 > 10 > 12 > 2]$. Найбільш напруженим можна вважати місяці з 5 по 8 включно. Простими та менш трудомісткими є місяці з 9 по 12 включно. Аналіз обсягів перевезення за ними дозволить прийняти рішення про надання оренди рухомого складу третім особам.

Висновки

В роботі надано новий підхід до прогнозування, який цілком відрізняється від класичних. В ньому прийнято припущення про наявність основного тренду та сезонної складової. Розроблена методика дозволяє визначати точку початку однотипної події. Це дає можливість нівелювати статистичні викиди та похибки. Окремо визначається помісячна динаміка та сезонна складова перевезень. Лише всі результати прогнозування дозволять сформулювати ґрунтовне рішення щодо зміни структури парку рухомого складу у часі.

Доцільним є проведення перевірки запропонованої методики на реальному полігоні транспортного обслуговування. Разом з порівнянням з існуючими моделями це дозволить виділити її слабкі сторони та надати рекомендацій щодо подальшого практичного використання.

Список літератури. 1. Орлов А.И. Прикладная статистика. Учебник // М.: Из-во “Экзамен”, 2004. – 656 с. 2. Вентцель Е.С. Теория вероятностей // М.: Гос изд-во физико-математической литературы, 1962. – 564 с. 3. Демидович Б.П., Марон И.А., Шувалова Э.В. Численные методы анализа // М.: Физматгиз, 1963. – 400 с. 4. Орлов А.И. Экспертные оценки: учебное пособие // М.: Наука, 2002. – 35 с. 5. Горский В.Г., Орлов А.И., Гриценко А.А. Метод согласования кластерных ранжировок // М.: Атоматика и телемеханика №3, 2000. – С.159- 167

УДК 629.083:621-113

ПОДРИГАЛО М.А., д.т.н., проф., ХНАДУ
НАЗАРОВ В.И., к.т.н., ЗАЗ

ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПОСЛЕ РЕМОНТА

Визначено вплив розподілу гальмівних сил між осями легкового автомобіля, його геометричних і вагових параметрів на розташування зони безпеки водія й пасажирів під час експлуатації після ремонту.

Введение. По данным государственного комитета статистики Украины в дорожно-транспортных происшествиях на территории государства за каждые два года погибает количество людей, примерно равное населению небольшого районного центра. Возраст погибших в среднем составляет 20-45 лет. Так за 2000 год произошло 33339 дорожно-транспортных происшествий (ДТП) (со смертельным исходом 4717), в которых погибло 5185 чел. и ранено 36636 чел. К 2005 году количество ДТП возросло до 46485 (со смертельным исходом 6372), в которых погибло 7229 чел. и ранено 55999 чел. При чем количество ДТП и погибших в них продолжает расти [1].

По состоянию на 1 января 2008 года в Украине эксплуатировалось 6,4 мил. легковых автомобилей производства стран СНГ и некоторых зарубежных стран, большая часть из которых составляют автомобили сроком эксплуатации более 10 лет [2]. Среди этого количества, за редким исключением, можно представить автомобиль, тормозная система которого была бы оборудована регуляторами тормозных сил, не говоря уже об антиблокировочных системах. Таким образом, вопросы повышения безопасности движения легковых автомобилей являются не только актуальными, но и жизненно важными. Сохраняется тенденция роста парка легковых автомобилей наряду с ростом темпа движения на дорогах Украины [2].

На некоторых моделях легковых автомобилей были установлены заводом-изготовителем регуляторы тормозных сил, имеющие механическую связь с подвеской, но за такой период эксплуатации они из-за износа, как правило, либо вышли из строя, либо разрегулированы. К тому же используемые регуляторы тормозных сил работают по различным законам регулирования тормозных сил между осями автомобиля (ограничители, компенсаторы), целью которых скорее всего является сохранение курсовой устойчивости, нежели повышение эффективности торможения. Введение в тормозные контуры автомобиля таких регуляторов приводит к незначительному снижению эффективности торможения по сравнению с электронными системами контроля процесса торможения (АБС) [3].

На новых легковых автомобилях заводом-изготовителем устанавливаются АБС, что увеличивает их стоимость по сравнению с базовым вариантом по данным прайс-листов различных автотрейдинговых компаний примерно на 700-1000 у.е. Поэтому оборудование тормозных систем легковых автомобилей, находящихся в эксплуатации, различными АБС в данный момент является технически сложным и экономически не целесообразным.

Следовательно, установка при текущем или капитальном ремонте на легковых автомобилях, не оборудованных электронными системами контроля процесса торможения, механических регуляторов тормозных сил, имеющих прогрессивную характеристику, высокую функциональную стабильность и относительную дешевизну

в производстве, является экономически целесообразной и технически возможной, а также одним из условий повышения безопасности движения на дорогах Украины.

Цель и постановка задачи. Конструктивное усложнение современных гидравлических тормозных систем легковых автомобилей связано со стремлением удовлетворить требования по надежности и безопасности движения. Причем, требования к эффективности тормозных систем постоянно возрастают.

Рассматривая процесс движения легкового автомобиля на горизонтальных участках дорог без поперечного уклона как внутри городского цикла, так и вне его, как разгон-торможение, можно установить, что для обеспечения безопасности движения немаловажную, а порой и главную роль, отыгрывает его завершающая стадия – торможение. При чем, сами торможения состоят из служебных и экстренных, в котором последние выполняются с наибольшей эффективностью.

Согласно [4] при экстренном торможении рабочей системой автотранспортных средств категории M_1 на горизонтальном участке дороги с ровным, сухим, чистым цементно- или асфальтобетонным покрытием при скорости транспортного средства в начале торможения 40 км/час значения тормозного пути и установившегося замедления должны составлять соответственно не более 14,7 м и не менее 7 м/с^2 . При этом требованием отраслевого стандарта [5] при испытаниях по определению эффективности торможения, устанавливается предельный угол разворота автотранспортных средств равный 15° , а требованиями настоящих Правил дорожного движения - 8° , при чем автомобиль не должен занимать полосу движения более 3,5 м [6].

Выполнение указанных требований зависит от возможностей тормозной системы по реализации сцепного веса автомобиля при экстренном торможении, а также стабильности ее элементов. Однако эти требования касаются только тормозной системы легкового автомобиля, как исполнительного механизма, и не учитывают влияние параметров торможения на состояние водителя и пассажиров, на которых оказывают воздействие сопровождающиеся вынужденные колебания (вибрации), возникающие в горизонтальной, продольной и поперечной плоскостях автомобиля.

Это обстоятельство позволяет выдвинуть гипотезу о том, что при экстренном торможении совпадение частоты вынужденных колебаний подрессоренной массы автомобиля с частотой собственных колебаний жизненно важных органов человека вызывает вибрацию, которая отрицательно сказывается на его состоянии (вестибулярном аппарате, внутричерепном давлении, сердечном ритме и т.д.). В таких условиях (хоть и кратковременно) водитель должен безопасно управлять автомобилем.

Согласно [7] вибрация оказывает опасное воздействие на организм человека, вызывает утомление, нервное возбуждение с депрессией, изменение нервной и сердечно-сосудистой систем, органов слуха. От вибраций появляются головные боли, тошнота, ощущение тряски внутренних органов, возможно возникновение спазм кровеносных сосудов конечностей, а также нервно-сосудистые нарушения пальцев рук и ног.

Зависимость биологического действия на организм человека частоты и амплитуды вибраций различная [7]. Особенно опасны вибрации с частотами, близкими или равными частотам собственных колебаний человеческого тела или его отдельных частей. Установлено [7], что колебания с частотой 5-6 Гц крайне не приемлемы, так как они действуют на область сердца. При частоте 8 Гц колебания резонансные для желудка, при 30-40 Гц – для кистей рук, при 60-90 Гц – для глазного яблока, а при 250-

300 Гц – для черепа. Основными параметрами, характеризующими вибрацию, является частота колебаний, амплитуда смещения, амплитуда скорости и амплитуда ускорения. При чем, с уменьшением времени действия допустимая величина параметров вибрации увеличивается.

В относительных единицах (децибелах) уровень колебательной скорости вибрации в i -ой плоскости автомобиля определяется по формуле [7]

$$L_{vi} = 20 \lg \frac{g_i}{g_{oi}} \quad (1)$$

где g_i - колебательная скорость, мм/с;

$g_{oi} = 5 \cdot 10^{-5}$ мм/с- пороговое значение колебательной скорости.

Гигиенические нормы вибрации, воздействующей на человека, установлены ГОСТ 12.1.012-78, в котором определены допустимые значения нормируемого параметра (по виброускорению и виброскорости) для общей транспортной вибрации. Однако стандарт не распространяет свое действие на легковые автомобили.

Вибрацию снижают, воздействуя на источник возбуждения или на путях ее распространения от источника возбуждения [8]. При этом снижение вибрации возможно достичь устранением резонансных явлений при торможении, повышением жесткости конструкции кузова, тщательной сборкой, уменьшением зазоров в соединениях с кузовом и подвесками, выбором соответствующих значений жесткостей подвесок для виброгашения, виброизоляции и др..

Следовательно, для создания комфортных и безопасных условий водителю и пассажирам при торможении необходимо весовые, геометрические параметры автомобиля согласовывать с параметрами торможения так, чтобы снизить к минимуму или избежать вообще резонансного явления. Тогда должна существовать некоторая область (зона безопасности), находясь в которой водитель и пассажиры чувствовали бы себя комфортно и безопасно.

Целью работы является повышение безопасности эксплуатации легковых автомобилей после текущего или капитального ремонта, за счет управляющего воздействия от регулируемого распределения тормозных сил, устраняющих резонансные явления при экстренных торможениях.

Задачи исследования: создать математическую модель движения легкового автомобиля при экстренном торможении рабочей системой с условием, что его центр масс находится в продольной плоскости автомобиля и не совпадает с мгновенным центром вращения; получить дифференциальные уравнения вынужденных колебаний продольной и поперечной оси автомобиля, связывающие геометрические и весовые параметры, с параметрами торможения.

Математическая модель движения при торможении. Моделируемое движение легкового автомобиля при экстренном торможении рабочей тормозной системой рассматривается при следующих допущениях:

- опорная поверхность горизонтальная, ровная и недеформируемая;
- движение автомобиля не управляемое (закрепленное рулевое колесо);
- известны законы изменения углов увода колес и тормозных моментов на них;
- вектор аэродинамических возмущений расположен в продольной плоскости автомобиля параллельно опорной поверхности дороги;

- непродессоренные массы малы, центр масс автомобиля совпадает с центром подпрессоренной массы;
- влияние стабилизирующих моментов на траекторию движения автомобиля не существенно;
- центр масс автомобиля и его мгновенный центр вращения не совпадают.

В отличие от классической схемы торможения в таком случае рассматривается торможение с предположением, что центр масс (точка C) автомобиля и его мгновенный центр вращения (точка P) не совпадают. Это обстоятельство позволяет рассматривать три схемы возможного расположения зоны безопасности при торможении автомобиля, совершающего прямолинейное движение на горизонтальном участке дороги, в частности, с закрепленным рулевым колесом, показанные на рис. 1, рис. 2, рис. 3.

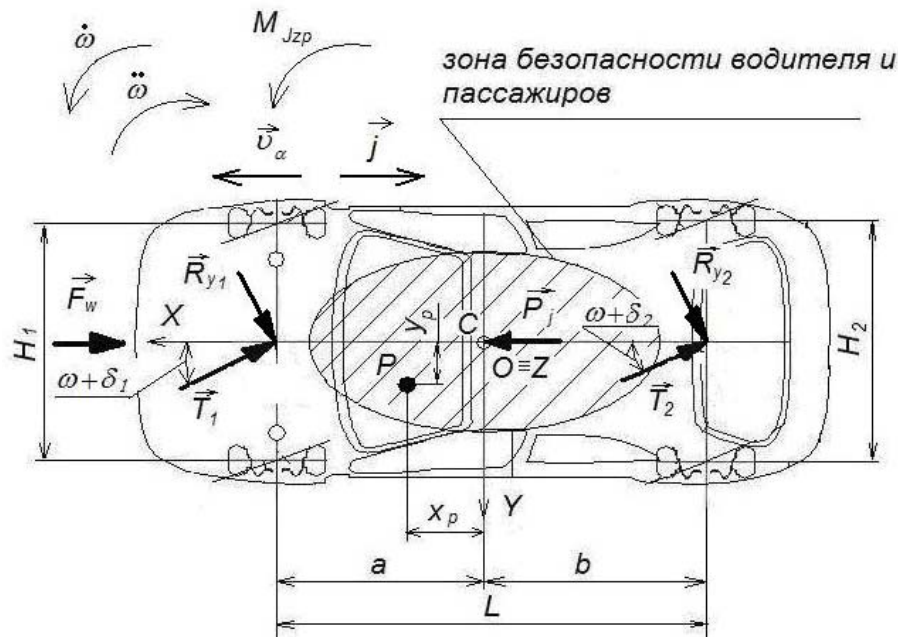


Рисунок 1 – Схема расположения зоны безопасности (вид сверху)

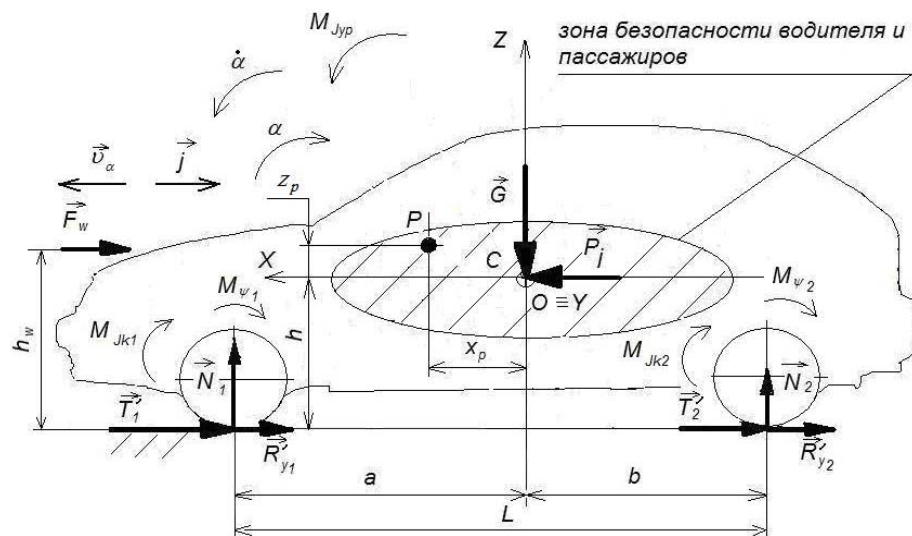


Рисунок 2 – Схема расположения зоны безопасности (вид сбоку)

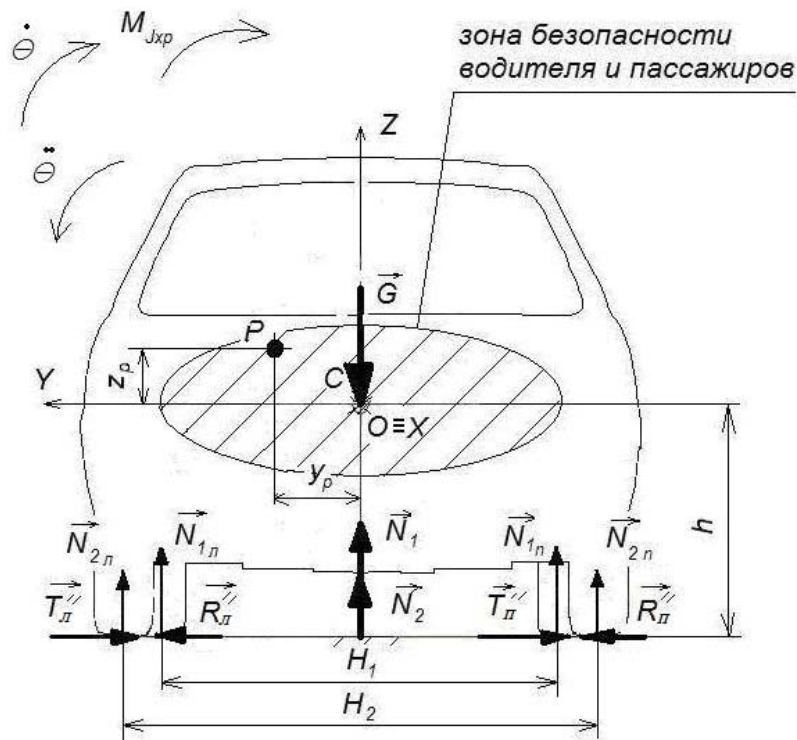


Рисунок 3 – Схема расположения зоны безопасности (вид сзади)

Уравнение вращательного движения автомобиля в горизонтальной плоскости относительно вертикальной оси z , проходящей через мгновенный центр вращения – точку Р (см. рис. 1), при экстренном торможении запишется в общем виде

$$J_{zp} \cdot \frac{d^2 \omega}{dt^2} = T_1 \cdot [y_p \cdot \cos(\omega + \delta_1) + (a - x_p) \cdot \sin(\omega + \delta_1)] + T_2 \cdot [y_p \cdot \cos(\omega + \delta_2) + (b + x_p) \cdot \sin(\omega + \delta_2)] + \\ + R_{y1} \cdot [y_p \cdot \sin(\omega + \delta_1) - (a - x_p) \cdot \cos(\omega + \delta_1)] - R_{y2} \cdot [y_p \cdot \sin(\omega + \delta_2) + (b + x_p) \cdot \cos(\omega + \delta_2)] + y_p \cdot (F_w - P_j), \quad (2)$$

где J_{zp} – момент инерции сечения автомобиля в горизонтальной плоскости относительно оси, проходящей через мгновенный центр вращения (точка Р);

ω – угол отклонения продольной оси автомобиля от направления движения в начальный момент торможения;

T_1, T_2 – тормозная сила соответственно на передней и задней оси автомобиля;

y_p, x_p – координаты мгновенного центра вращения автомобиля на горизонтальной проекции;

δ_1, δ_2 – углы увода колес соответственно на передней и задней оси;

R_{y1}, R_{y2} – боковая реакция на колесах передней и задней оси автомобиля;

a, b – координаты центра масс автомобиля;

P_j – инерционная сила автомобиля;

F_w – аэродинамическая сила лобового сопротивления движению автомобиля.

Учитывая, что при идеальном распределении тормозных сил

$$T_1 = M \cdot g \cdot \varphi \frac{b + \varphi \cdot h}{L}, \quad T_2 = M \cdot g \cdot \varphi \frac{a - \varphi \cdot h}{L}, \quad (3)$$

где M – масса автомобиля;

φ – коэффициент сцепления с опорной поверхностью;

h – высота расположения центра масс автомобиля;

L – продольная база автомобиля;

$\beta = \frac{b + \varphi \cdot h}{L}$, $1 - \beta = \frac{a - \varphi \cdot h}{L}$ – коэффициент распределения тормозных сил

между осями автомобиля;

а боковые реакции на осях распределяются как

$$R_{y1} = M \cdot g \cdot f \frac{b + \varphi \cdot h}{L}, \quad R_{y2} = M \cdot g \cdot f \frac{a - \varphi \cdot h}{L}, \quad (4)$$

где f – коэффициент трения скольжения между шиной колеса и опорной поверхностью дороги, то после подстановки в уравнение (2) и преобразований получим выражение

$$\begin{aligned} J_{zp} \cdot \frac{d^2 \omega}{dt^2} = & M \cdot g \cdot \varphi \frac{b + \varphi \cdot h}{L} \cdot [y_p \cdot \cos(\omega + \delta_1) + (a - x_p) \cdot \sin(\omega + \delta_1)] + \\ & + M \cdot g \cdot \varphi \frac{a - \varphi \cdot h}{L} \cdot [y_p \cdot \cos(\omega + \delta_2) + (b + x_p) \cdot \sin(\omega + \delta_2)] + \\ & + M \cdot g \cdot f \frac{b + \varphi \cdot h}{L} \cdot [y_p \cdot \sin(\omega + \delta_1) - (a - x_p) \cdot \cos(\omega + \delta_1)] - \\ & - M \cdot g \cdot f \frac{a - \varphi \cdot h}{L} \cdot [y_p \cdot \sin(\omega + \delta_2) + (b + x_p) \cdot \cos(\omega + \delta_2)] + \\ & + M \cdot g \cdot y_p \cdot \left(\frac{F_w}{M \cdot g} - \varphi \right). \end{aligned} \quad (5)$$

Обозначив через

$$\begin{aligned} K_1 &= \varphi(y_p \cdot \cos(\omega + \delta_1) + (a - x_p) \cdot \sin(\omega + \delta_1)) + f(y_p \cdot \sin(\omega + \delta_1) - (a - x_p) \cdot \cos(\omega + \delta_1)); \\ K_2 &= \varphi(y_p \cdot \cos(\omega + \delta_2) + (b + x_p) \cdot \sin(\omega + \delta_2)) - f(y_p \cdot \sin(\omega + \delta_2) + (b + x_p) \cdot \cos(\omega + \delta_2)); \\ K_3 &= y_p \cdot \left(\frac{F_w}{M \cdot g} - \varphi \right), \end{aligned}$$

из уравнения (5) после соответствующей замены получим уравнение вращательного движения автомобиля в горизонтальной плоскости в виде

$$\frac{d\omega^2}{dt^2} = \frac{M \cdot g}{J_{zp}} \cdot [\beta \cdot K_1 + (1 - \beta) \cdot K_2 + K_3]. \quad (6)$$

Уравнение вращательного движения автомобиля в продольной плоскости относительно оси y , проходящей через мгновенный центр вращения – точку Р (см. рис. 2), при экстренном торможении запишется в общем виде

$$J_{yp} \cdot \frac{d^2\alpha}{dt^2} = P_j \cdot z_p + N_1 \cdot (a - x_p) - N_2 \cdot (b + x_p) - (h + z_p) \cdot (T'_1 + T'_2 + R'_{y1} + R'_{y2}) + \\ + M_{\psi 1} + M_{\psi 2} + G \cdot x_p - F_w \cdot (h + z_p - h_w) + \sum_{i=1}^2 M_{J_{ki}}, \quad (7)$$

где $T'_1 = T_1 \cdot \cos(\omega + \delta_1)$ и $T'_2 = T_2 \cdot \cos(\omega + \delta_2)$ – проекции тормозной силы в продольной плоскости автомобиля соответственно на передней и задней оси;

$R'_{y1} = R_{y2} \cdot \sin(\omega + \delta_1)$ и $R'_{y2} = R_{y2} \cdot \sin(\omega + \delta_2)$ – проекции боковых реакций в продольной плоскости автомобиля соответственно на передней и задней оси;

$M_{J_{ki}}$ – момент инерции вращающихся масс на i -ой оси автомобиля;

N_1 и N_2 – вертикальные реакции на колесах соответственно на передней и задней оси, определяемые как

$$N_1 = M \cdot g \frac{b + \varphi \cdot h}{L}; N_2 = M \cdot g \frac{a - \varphi \cdot h}{L}, \quad (8)$$

$M_{\psi 1}$ и $M_{\psi 2}$ – моменты сопротивления качению колес соответственно на передней и задней оси, определяемые как

$$M_{\psi 1} = N_1 \cdot \psi \cdot r_{k1}, M_{\psi 2} = N_2 \cdot \psi \cdot r_{k2}, \quad (9)$$

где ψ – коэффициент сопротивления качению колеса.

После подстановки выражений (8) и (9) в уравнение (7) и соответствующих преобразований получим дифференциальное уравнение

$$J_{yp} \cdot \frac{d^2\alpha}{dt^2} = M \cdot g \cdot \beta \cdot [(a - x_p) - f \cdot (h + z_p) \sin(\omega + \delta_1) - \varphi \cdot (h + z_p) \cdot \cos(\omega + \delta_1) + \psi \cdot r_{k1}] - \\ - M \cdot g \cdot (1 - \beta) \cdot [(b + x_p) + f \cdot (h + z_p) \cdot \sin(\omega + \delta_2) + \varphi \cdot (h + z_p) \cdot \cos(\omega + \delta_2) - \psi \cdot r_{k2}] + \\ + M \cdot g \cdot \left[x_p + \varphi \cdot z_p + \frac{\sum_{i=1}^2 M_{J_{ki}}}{M \cdot g} - \frac{F_w}{M \cdot g} \cdot (h + z_p - h_w) \right]. \quad (10)$$

Обозначив через

$$\begin{aligned} K_4 &= a - x_p - f \cdot (h + z_p) \cdot \sin(\omega + \delta_1) - \varphi \cdot (h + z_p) \cdot \cos(\omega + \delta_1) + \psi \cdot r_{k1}; \\ K_5 &= -[b + x_p + f \cdot (h + z_p) \cdot \sin(\omega + \delta_2) + \varphi \cdot (h + z_p) \cdot \cos(\omega + \delta_2) - \psi \cdot r_{k2}]; \\ K_6 &= \frac{\sum_{i=1}^2 M_{J_{ki}} - F_w \cdot (h + z_p - h_w)}{M \cdot g} + x_p + \varphi \cdot z_p, \end{aligned}$$

из уравнения (10) получим дифференциальное уравнение вращательного движения автомобиля в продольной плоскости при торможении в виде

$$\frac{d^2 \alpha}{dt^2} = \frac{M \cdot g}{J_{yp}} \cdot [\beta \cdot K_4 + (1 - \beta) \cdot K_5 + K_6]. \quad (11)$$

Уравнение вращательного движения автомобиля в поперечной плоскости относительно оси x, проходящей через мгновенный центр вращения – точку Р (см. рис. 3), при экстренном торможении запишется в общем виде

$$\begin{aligned} J_{xp} \cdot \frac{d^2 \theta}{dt^2} &= N_1 \cdot y_p - 0,5 H_1 \cdot \Delta N_1 + N_2 \cdot y_p - 0,5 H_2 \cdot \Delta N_2 + \\ &+ (h + z_p) \cdot (T''_l + T''_n - R''_l - R''_n) - Mg \cdot y_p, \end{aligned} \quad (12)$$

где H_1, H_2 – межколесная база на передней и задней оси;

$\Delta N_1 = N_{1n} - N_{1a}$ – разность вертикальных реакций на колесах передней оси;

$\Delta N_2 = N_{2n} - N_{2a}$ – разность вертикальных реакций на колесах задней оси;

$T''_l + T''_n = T''_1 + T''_2 = T_1 \cdot \sin(\omega + \delta_1) + T_2 \cdot \sin(\omega + \delta_2)$ – суммарная проекция тормозной силы на осях на поперечную плоскость автомобиля;

$R''_l + R''_n = R''_1 + R''_2 = R_{y1} \cdot \cos(\omega + \delta_1) + R_{y2} \cdot \cos(\omega + \delta_2)$ – суммарная проекция боковой силы на осях на поперечную плоскость автомобиля.

После преобразований получим уравнение в виде

$$\frac{d^2 \theta}{dt^2} = \frac{h + z_p}{J_{xp}} \left[T_1 \cdot \sin(\omega + \delta_1) + T_2 \cdot \sin(\omega + \delta_2) - R_{y1} \cdot \cos(\omega + \delta_1) - R_{y2} \cdot \cos(\omega + \delta_2) - \right. \\ \left. - \frac{1}{2(h + z_p)} \cdot (H_1 \cdot \Delta N_1 + H_2 \cdot \Delta N_2) \right]. \quad (13)$$

Если бортовая неравномерность распределения вертикальных реакций отсутствует, т.е. $\Delta N_1 = \Delta N_2 = 0$, то

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} = \frac{h+z_p}{J_{xp}} [T_1 \cdot \sin(\omega + \delta_1) + T_2 \cdot \sin(\omega + \delta_2) - R_{y1} \cdot \cos(\omega + \delta_1) - R_{y2} \cdot \cos(\omega + \delta_2)]. \quad (14)$$

С учетом выше представленных зависимостей для боковых реакций и осевых тормозных сил и, обозначив через

$$\begin{aligned} K_7 &= \varphi \cdot \sin(\omega + \delta_1) - f \cdot \cos(\omega + \delta_1); \\ K_8 &= \varphi \cdot \sin(\omega + \delta_2) - f \cdot \cos(\omega + \delta_2); \\ K_9 &= \frac{1}{2(h+z_p)} (H_1 \cdot \Delta N_1 + H_2 \cdot \Delta N_2), \end{aligned}$$

окончательно получаем дифференциальное уравнение вращательного движения автомобиля в поперечной плоскости относительно оси x , проходящей через мгновенный центр вращения, в виде

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} = \frac{M \cdot g \cdot (h+z_p)}{J_{xp}} [\beta \cdot K_7 + (1-\beta) \cdot K_8 - K_9]. \quad (15)$$

Результаты моделирования. Существует взаимосвязь между угловыми ускорениями вращений поддрессоренной массы вокруг осей, перпендикулярных соответствующим плоскостям вращения и проходящих через мгновенный центр вращения, с углом отклонения его продольной оси ω , коэффициентом распределения тормозных сил β между осями автомобиля и его конструктивными и весовыми параметрами.

Приближение угловой скорости вращения поддрессоренной массы автомобиля вокруг оси мгновенного вращения в каждой из плоскостей к некоторому пороговому значению, соответствующему частоте колебания того или иного жизненно важного органа человека, может вызвать резонансное явление, что негативно скажется на состоянии водителя и пассажиров.

Для обеспечения безопасного движения при экстренном торможении возможным является корректировка этого порога коэффициентом β распределения тормозных сил между осями, т.е. введение в тормозные контуры регуляторов тормозных сил между осями с прогрессивной характеристикой.

Угловые ускорения вынужденных колебаний поддрессоренной массы автомобиля прямо пропорциональны весу автомобиля, коэффициенту распределения тормозных сил β между осями и обратно пропорциональны моменту инерции сечения автомобиля относительно оси, проходящей через мгновенный центр вращения.

Полученные дифференциальные уравнения динамики торможения автомобиля

учитывают не только координаты его центра масс, но и расположение мгновенного центра вращения, оказывающего влияние на зону безопасности водителя и пассажиров, которая в трехмерном пространстве представляет собой объединение трех поверхностей вращения относительно соответствующих осей.

Выводы

Существует некоторое пороговое значение частоты колебаний поддрессоренной массы автомобиля при экстренном торможении, совпадение которой с собственной частотой жизненно важных органов водителя, приводит к снижению безопасности движения. Для создания комфортных и безопасных условий водителю и пассажирам при экстренном торможении необходимо весовые, геометрические параметры автомобиля согласовывать с параметрами торможения так, чтобы свести к минимуму или вообще избежать опасного воздействия резонансного явления вибрации.

Установка в тормозные контуры легковых автомобилей, не оборудованных электронными системами торможения, регуляторов тормозных сил, имеющих прогрессивную характеристику, учитывающую геометрические, весовые параметры автомобиля и влияние колебаний поддрессоренной массы, и имеющих высокую функциональную стабильность и относительную дешевизну в производстве, является экономически и технически целесообразной.

Избежать резонансных явлений при экстренном торможении возможно повышением жесткости конструкции кузова, тщательной сборкой после ремонта, уменьшением зазоров в соединениях с кузовом и подвесками, выбором соответствующих значений жесткостей подвесок.

Список литературы: 1. <http://www.ukrstat.gov.ua>. 2. <http://marketing.rbc.ua/publication/14.05.2008/2039>. 3. Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. Тормозное управление автомобиля. — М.: Транспорт, 1978. — 152с. 4. ГОСТ 22895-77. Тормозные свойства автотранспортных средств. Технические требования. Введ. 01.01.81. — М.: Изд-во стандартов, 1978. — 15с. 5. ОСТ 37.001.067-86. Тормозные свойства автотранспортных средств. Методы испытаний. — Введ. 01.01.88. — М.: Изд-во стандартов, 1988. — 61с. 6. Правила дорожного движения / Научно-исследовательский центр безопасности дорожного движения МВД Украины и ГУГАИ МВД Украины. — Издательский Дом Третий Рим, 2007. — 48 с. 7. Охрана труда на автотранспортных предприятиях: Справочник / А.И. Салов, Г.Б. Дудлер, З.В. Розен и др./ Под ред. А.И. Салова.- М.: Транспорт, 1976.- 248 с. 8. Кузнецов Ю.М. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта: Справочник.- М.: Транспорт, 1986.- 272 с.

УДК 629.3.076

КРАЙНИК Л.В., ВАТ “Укравтобуспром” (м. Львів)
ПОПОВИЧ В.В., Національний університет “Львівська політехніка”

ОПТИМІЗАЦІЯ КІНЕМАТИКИ ПЕРЕДНЬОЇ ПІДВІСКИ ТА КЕРМОВОГО КЕРУВАННЯ ШАСІ АВТОБУСА З ДВЕРМИ У ПЕРЕДНЬОМУ ЗВИСІ

В статье рассмотрены особенности использования шасси для автобуса А074. Особое внимание обращено на согласование работы рулевого управления и подвески шасси. Приведены результаты тормозных испытаний шасси с разными схемами рулевых управлений.

Автобуси малого класу традиційно базуються на шасі або агрегатній базі середньотоннажних вантажівок з передньомоторною компоновкою (ПАЗ-3204, ПАЗ-3205, Богдан А091, Богдан А092, Еталон А079 та ін.) Недоліком такої компоновки є зменшення корисної площі салону, розміщення передніх дверей у базі автобуса, підвищені вимоги до шумоізоляції салону, ускладнення обліку пасажирів водієм під час роботи автобуса в режимі маршрутного таксі.

Ріст популярності малих автобусів та, відповідно, обсягів їхнього виробництва зумовив розробку як спеціалізованих шасі, так і несучих автобусних кузовів зі зміщенням вперед на 600...700 мм силовим агрегатом. Це дає змогу розмістити пасажирські двері у передньому звисі кузова й суттєво поліпшити компоновку пасажирського салону, збільшивши кількість місць для сидіння та пасажирообмін.

Розглянемо опис автобуса такого типу (модель А074, розробленого ВАТ “Укравтобуспром”). Автобус (рис. 1) призначений для перевезення пасажирів приміськими та міськими маршрутами. Кузов автобуса встановлений на рамі шасі.



Рисунок 1 – Загальний вигляд автобуса моделі А074

Каркас кузова зварений з труб прямокутного профілю. Двоє одностулкових дверей з пневмоприводом розташовані в передньому та задньому звисі автобуса. Кількість крісел для пасажирів – 20, а максимально допустима кількість пасажирів – 41. Робоче місце водія відокремлене від салону. Габаритні розміри автобуса: довжина – 7190 мм, ширина – 2240 мм, висота – 2840 мм. Балка переднього моста – кована

двотаврового профілю. На ній змонтовано два поворотні кулаки.

Повертання передніх коліс здійснюється від кермового механізму 1 (рис. 2, а) через сошку, поздовжню тягу 2, лівий поворотний кулак 5, поперечну тягу 6 й правий поворотний кулак 7. На відміну від схеми (рис. 2, а) у схемі (рис. 2, б) рух від сошки

кермового механізму передається через дві поздовжні тяги 2, 4, які з'єднані з маятниковим важелем 3.

Технічна характеристика автобуса моделі А074

Маса спорядженого автобуса, кг	4950
Технічно-допустима маса автобуса, кг	7950
Максимальна швидкість руху повністю завантаженого автобуса, км/год	90
Двигун	дизельний, рядний, чотиритактний
Кількість циліндрів двигуна	4
Робочий об'єм двигуна, л	3,168
Номінальна потужність, кВт (к.с.)	88 (119)
Коробка передач	механічна, п'ятиступенева
Колеса	215/75 R=17,5
Кермовий механізм	з гідропідсилювачем

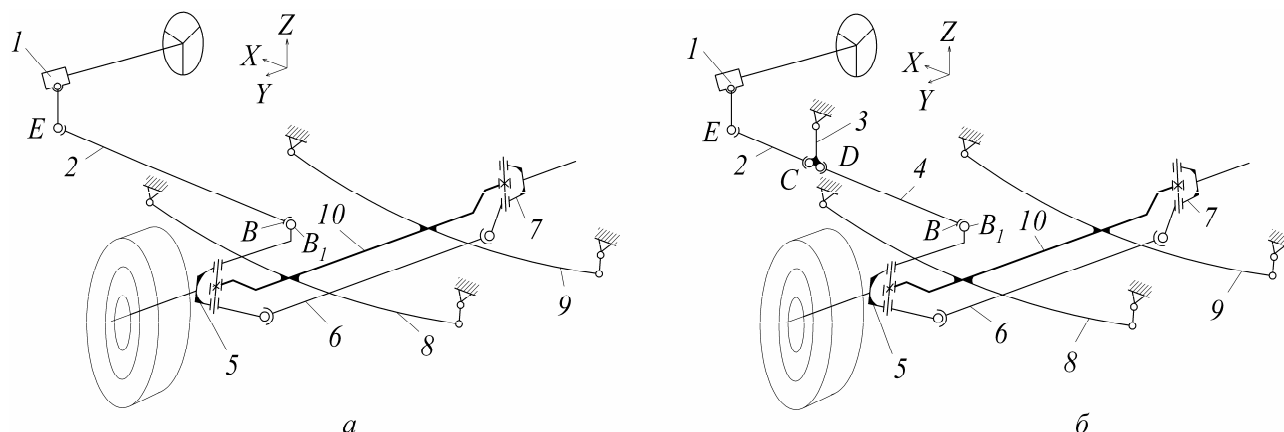


Рисунок 2 – Кінематична схема кермового приводу і підвіски автобуса А074:

а – варіант із суцільною поздовжньою тягою; б – варіант із розрізною поздовжньою тягою; 1 – кермовий механізм; 2, 4 – поздовжня тяга; 3 – маятниковий важіль; 5 – лівий поворотний кулак; 6 – поперечна тяга; 7 – правий поворотний кулак; 8, 9 – ресора; 10 – балка моста

Механічне перенесення кінематичних схем кермового приводу та передньої підвіски з класичних передньомоторних безкапотних вантажівок (з двигуном над передньою віссю) на шасі автобуса А074 призвело до значного видовження поздовжньої тяги 2 (рис. 2, а). Гальмівні випробування цього автобуса показали негативні результати. Наприклад, під час випробувань шасі з однією поздовжньою кермовою тягою при швидкості 20 км/год відведення передніх коліс вліво становило 0,2 м; при 30 км/год – 0,5 м; при 50 км/год – 1 м (рис. 3, а). Причиною була значна неузгодженість кінематики кермового приводу та підвіски.

Результати випробувань вимагали внесення змін у кінематику кермового приводу та підвіски. Тому виникла необхідність оцінити, наскільки неузгоджувались траєкторії руху двох ланок кульового шарніра $B-B_1$ (рис. 2, а) – поздовжньої тяги 2 (В) і

лівого поворотного кулака 5 (B_1) при деформації ресор під час прямолінійного руху автобуса. В цьому випадку сошка перебувала в середньому умовно нерухомому положенні, а поздовжня тяга в разі деформації ресор, зумовленої нерівністю дороги, поверталась по радіусу R навколо кульового пальця сошки (точка E). Приведемо цей радіус до вертикальної площини XOZ , яка проходить через точку E і паралельна до поздовжньої осі автобуса.



Рисунок 3 – Результати гальмових випробувань шасі автобуса А074:
а – кермовий механізм з однією поздовжньою тягою; б – кермовий механізм з двома поздовжніми тягами

Точка B (рис. 4, а) тяги 2 переміщається по дузі радіуса R навколо точки E . Значення абсциси точки B , коли вона перейшла в положення Q , визначаємо як $x = EB - EW$ або

$$x = R - \sqrt{R^2 - t^2}. \quad (1)$$

Задаючи числові значення t ординат точки B тяги через кожні 10 мм і підставляючи їх у формулу (1) визначаємо відповідні абсциси на дузі радіуса $R = 1265$ мм. За координатами одержаних точок побудований графік 1 (рис. 5, а).

Розрахуємо також траєкторію кульового шарніра поворотного кулака для випадку уявно від'єднаної від нього поздовжньої тяги. Положення точки B_1 пов'язано з деформацією ресори. Прив'яжемо цю точку до нейтральної лінії корінного листа ресори через відрізок B_1B_0 . Точка B_0 лежить на нейтральній осі корінного листа довжиною L . З достатньою для практики точністю приймемо, що нейтральна лінія корінного листа ресори є дугою кола радіусом R_1 при вертикальному навантаженні від нуля до максимуму. Знехтуємо також дуже малим зміщенням точок B_0 і B_1 у вертикальному напрямку (вздовж осі OZ), зумовленим зміщенням центра вушка ресори, яке з'єднане з сергою. Це означає, що центр цього вушка переміщається лише горизонтально паралельно осі OX . Таким чином, значення абсциси x_1 точки B_0 визначаємо за формулою:

$$x_1 = 2 \cdot p \cdot R_1 \cdot \frac{\arcsin \frac{L}{2R_1}}{360} - \frac{L}{2}. \quad (2)$$

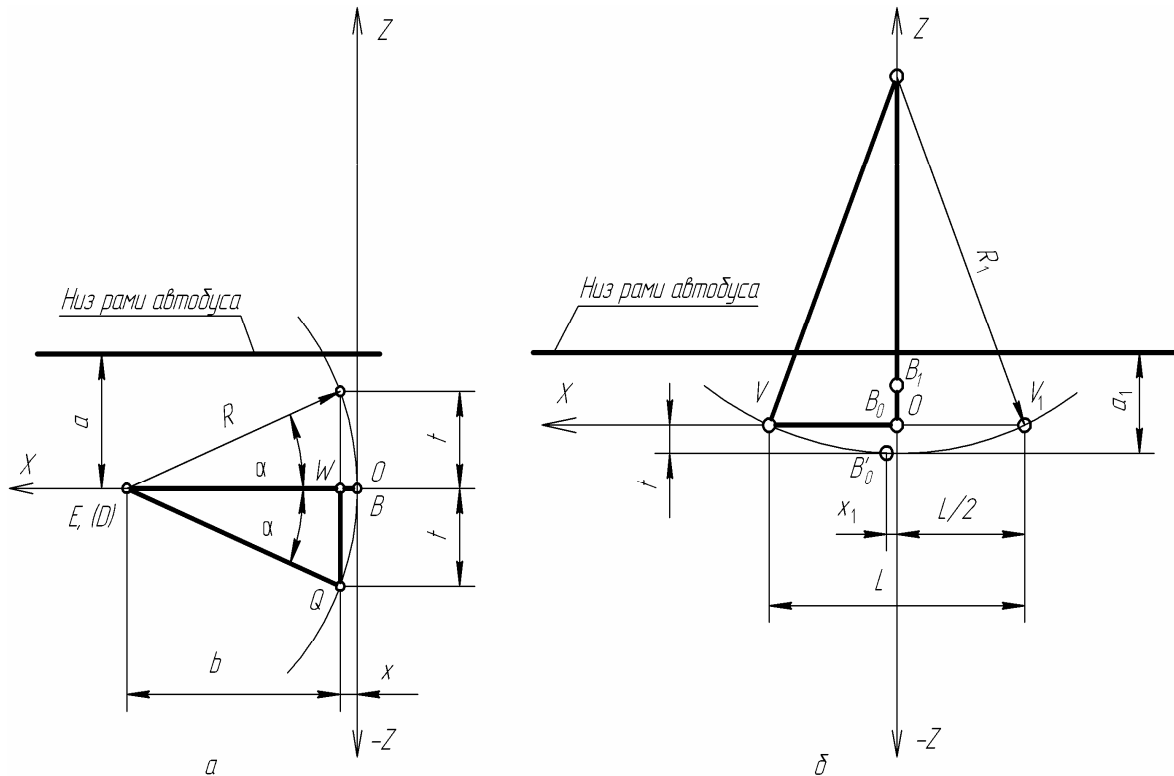


Рисунок 4 – Розрахункові схеми:

а – для визначення траєкторії точки В поздовжньої тяги 2; б – для визначення траєкторії точки B_1 кульового шарніру лівого поворотного кулака 5, VB_0V_1 – корінний лист ресори у випрямленому положенні, VB'_0V_1 – у зігнутому положенні

Відлік починаємо від випрямленого корінного листа VB_0V_1 , який рухаючись вниз, викривляється по дузі змінного радіуса R_1 , що постійно зменшується з переміщенням ресори вниз або вгору. Формула (2) описує також траєкторію точки B_1 , якщо довжина B_1B_0 значно менша за L . Задаючись значеннями ординати точки B_0 через кожні 10 мм, знайдемо відповідні значення абсцис x_1 , використавши формулу (2). Отримані результати справедливі також для точки B_1 , для якої побудуємо графік 2 (рис. 5, а). Вони свідчать про значні розходження траєкторії точки В (див. рис. 2, а) поздовжньої тяги 2 і траєкторії точки B_1 кульового шарніру лівого поворотного кулака. При значеннях $Z = \pm 100$ мм розходження Δx траєкторій становить 6 мм. Таке розходження й зумовило негативні результати при випробуваннях.

Тому було запропоновано замінити видовжену тягу двома тягами 2 і 4 (рис. 2, б) з проміжним маятником 3. Це дало змогу зменшити приведений радіус повороту тяги до значення $R_1 = 830$ мм. Зроблені за формулами (1) і (3) розрахунки траєкторій зображені на рис. 5, б у вигляді графіків 1 і 2. Завдяки зменшенню радіуса тяги від 1265 (рис. 5, а) до 830 мм (рис. 5, б) вдалось знизити розбіжність траєкторій Δx_1 при $Z = \pm 100$ мм до 4 мм, що позитивно вплинуло на результати гальмових випробувань (див. рис. 3, б).

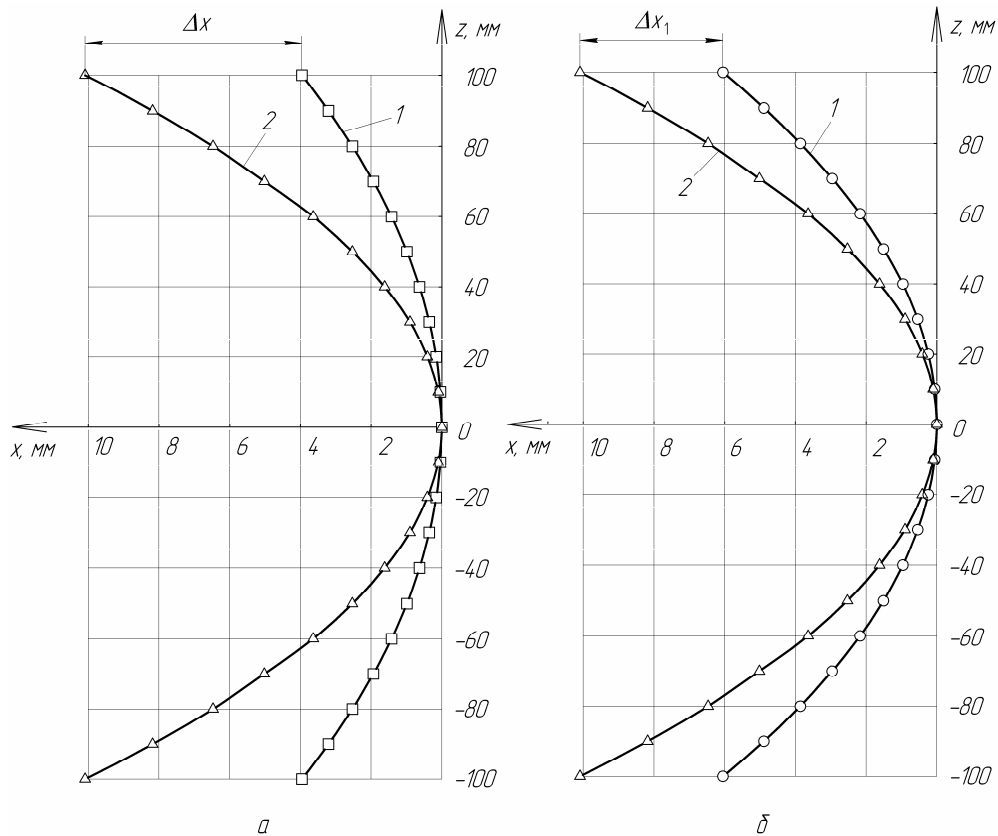


Рисунок 5 – Розрахункові траєкторії точки В (графік 1) і точки В₁ (графік 2)
 а – для кермового механізму з однією поздовжньою тягою (R=1265 мм),
 б – для кермового механізму з двома поздовжніми тягами (R=1265 мм)

Висновок

При поздовжньому розміщенні кермового механізму автобусів вагонної компоновки з пасажирськими дверми у передньому звисі, що перевищує 1000 мм від осі передньої підвіски, недопустиме застосування суцільних поздовжніх тяг кермового приводу, так як внаслідок надмірного розузгодження кінематики передньої підвіски та кермового приводу відбувається втрата прямолінійності руху автобуса при екстреному гальмуванні. Відповідно такі конструкції не можуть бути сертифіковані й допущені до експлуатації згідно з вимогами ДСТУ UN/ECE R13-09:2002.

Список літератури: 1. Раймпель И. Шасси автомобиля. – М.: Машиностроение, 1983. – 356 с. 2. Лысов М.И. Рулевые управления автомобилей. – М.: Машиностроение, 1972. – 344 с. 3. Пархиловский И.Г. Автомобильные листовые рессоры. – М.: Машиностроение, 1978. – 232 с. 4. Чайковский И.П. Саломатин П.А. Рулевые управления автомобилей. – М.: Машиностроение, 1987. – 176 с. 5. Гурфинкель Э.А. О несоответствии кинематики рулевого привода и подвески автобуса// Труды ВКЭИ автобуспрома. – Львов, 1983. – С. 55–63. 6. ДСТУ UN/ECE R13-09:2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій М, N і О стосовно гальмування. – К.: Держстандарт України, 2002. – 196 с.

УДК 629.114.5.011.5.071.53.24

ГОЛЕНКО К.Е., Національний університет “Львівська політехніка”

ГОРБАЙ О.З., Національний університет “Львівська політехніка”

КРАЙНИК Л.В., ВАТ “Укравтобуспром” (м.Львів)

ОЦІНКА ТОТОЖНОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ ВІДПОВІДНОСТІ АВТОБУСІВ ПРАВИЛУ №66 ЄЕК ООН ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ВИПРОБУВАНЬ

Проведён анализ тождества между расчётным способом испытаний Правил №66 ЕЭК ООН и экспериментальным опрокидыванием автобуса в реальных условиях, проверены показатели пассивной безопасности и исследованы соответствующие факторы влияния на них.

Дана стаття представляє собою логічне продовження серії досліджень, представлених у попередніх роботах [1,2], по встановленню особливостей практичного застосування розробленої методології імітації натурних випробувань на відповідність Правилам №66 ЄЕК ООН, а також оцінюванню тотожності результатів між експериментом та розрахунками. Як відомо, нормативні вимоги Правил №66 ЕЭК ООН розповсюджуються на представників всіх модельних рядів одноповерхових транспортних засобів, призначених для перевезення 16 і більше пасажирів [3], та передбачають необхідність проведення перевірки по збереженню залишкового життєвого простору під час бокового перекидання одним із регламентовано допустимих способів. Найбільшою ефективністю, з економічної точки зору, характеризується розрахунковий метод випробувань автобусів, котрий передбачає обчислення оцінки міцності та деформацій верхньої частини кузова досліджуваної моделі. Водночас, застосування у ньому алгоритмів спрощення та наближення при переході від структурно повного каркасу кузова до просторової ферми секцій даху призводить до значної розбіжності отриманих результатів досліджень відносно натурального експерименту повністю укомплектованого автобусу. Враховуючи допустимість обрання доцільного способу аналізу пасивної безпеки в рамках Правил №66 ЄЕК ООН відповідним сертифікаційним органом або самим заводом-виробником, останнім часом появилася тенденція розробки та впровадження власних методик дослідження міцності та залишкового простору салону пасажирських транспортних засобів.

Об'єктом встановлення ступеня тотожності між розробленою методологією моделювання відповідності Правилу №66 ЄЕК ООН та натурними випробуваннями була обрана модель БАЗ-А079.23 приміського автобусу спорядженою масою 5540 кг, та розподілом мас по осях: 2670 кг на передню вісь, 2870 кг – на задню, відповідно. Нормативне визначення маси у спорядженому стані означає масу транспортного засобу без пасажирів та вантажу, але з урахуванням 75-кілограмової маси водія, маси пального (90% ємкості паливного баку, вказаної заводом-виробником), охолоджуючої рідини, змазки, інструментів та запасного колеса, якщо таке передбачене.

Згідно з Протоколом №1036/S0/66-01/R/30-07 [4] сертифікаційних випробувань, дослідження проводились методом перекидання автобуса зі спеціального стенду, висотою 805мм, на ліву сторону із кутовою швидкістю обертання підйимальної платформи 5°/сек, забезпеченою краном на шасі вантажного авто. При цьому, вісь обертання належала до горизонтальної вихідної площини опори та знаходилась на відстані 0 мм від бортів шин задньої осі досліджуваної машини.

В експерименті використані наступні вимірювальні прилади:

- метрологічно повірені лінійки металеві 500мм і 1000мм;
- спеціальні телескопічні пристрої для замірювання фактичної динамічної та статичної деформації стійок боковини кузова (рис.1)

Відповідно до технічних вимог, верхня частина автобуса повинна мати достатню міцність для того, щоб підчас та після перекидання з платформи:

- жодна серед зміщених частин транспортного засобу не увійшла в зону залишкового простору, визначеного у відповідності до п.7. Правил №66 ЄЕК ООН;
- жодна з частин залишкового простору не виступала за межі просторової конструкції, яка деформується.

Зазначені вимоги стосуються внутрішнього обладнання автобуса включно зі всіма частинами його конструкції, елементами та панелями, жорсткими виступаючими складовими оснащення салону (полічками багажу, вентиляційним обладнанням, тощо), проте без врахування перемичок, перегородок, ребер жорсткості та інших підсилювачів, призначених для збільшення міцності верхньої частини конструкції кузова транспортного засобу, а також додаткового стаціонарного обладнання (бар, кухня, туалет).

Результати випробувань на відповідність Правилам №66 ЄЕК являють собою величину фактичної динамічної та залишкової деформації, заміряної для кожної з трьох найбільш відповідальних, на думку заводу-виробника, міжвіконних стійок, на висоті 750мм від точки "R" сидінь (рис.1). Визначення координат положення т. "R" базується на основі ОСТ 37.001.413-86 [5] антропометричних даних стандартного манекена згідно з ГОСТ 20304-90 [6]. При цьому, залишковий об'єм пасажирського салону геометрично визначається шляхом переміщення по прямій або прямим лініям поперечної вертикальної площини (рис. 2б) таким чином, щоб т. "R" переміщувалась від т. "R" зовнішнього заднього сидіння через т. "R" кожного зовнішнього проміжного сидіння до т. "R" зовнішнього переднього пасажирського сидіння. Вважається, що т. "R" (рис.2а) розміщена на відстані: 500мм вище рівня підлоги під ногами пасажирів, 300мм від внутрішньої сторони транспортного засобу та на відстані 100мм вперед від спинки сидіння на осі зовнішніх сидінь.

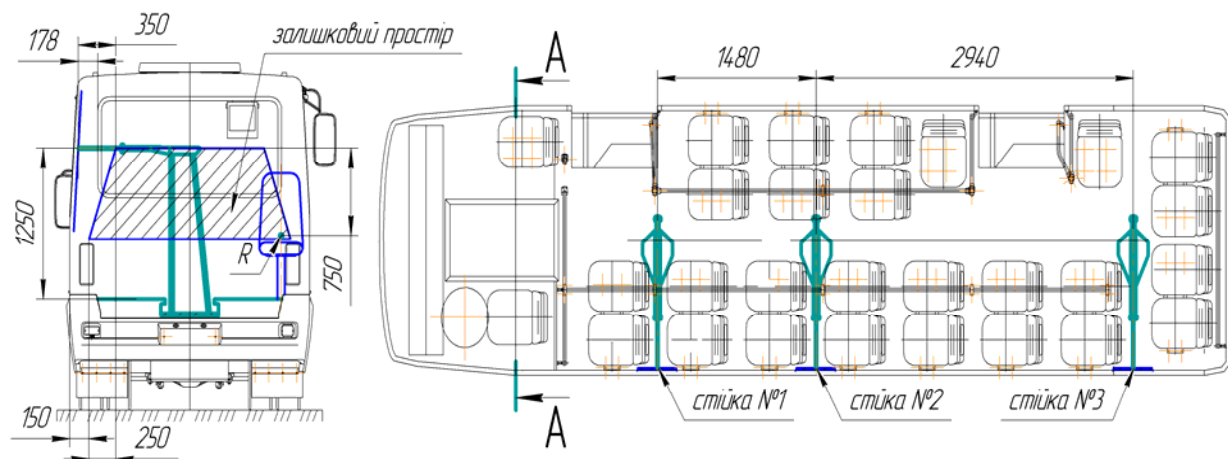


Рисунок 1 – Схема експериментальної установки Правил №66 ЄЕК ООН оснащення салону автобуса БАЗ-А079.23



Очевидно, що найбільш небезпечним, з точки зору забезпечення необхідного залишкового простору салону, є рівень меншої (верхньої) основи трапеції (т.А на рис.2а), який відповідає зоні голови стандартного манекена та розміщений на висоті 750мм від т. "R" і 460 мм від горизонтальної площини підвіконного бруса. На основі робочих креслень моделі БАЗ-А079.23 встановлено, що значення конструктивно допустимої деформації на рівні т.А складає 350мм для кожної з трьох, розміщених на одному рівні (рис.2б), міжвіконних стійок - саме такий вільний простір, заміряний по горизонталі, відділяє голову манекена від найближчого внутрішнього облицювання салону. Результати випробувань представлені у табл.1.

Номери стійок лівої боковини кузова у заміряних січеннях	Допустима деформація, мм	Фактична динамічна деформація, мм	Залишкова деформація, мм	Заклучення про відповідність
1	2	3	4	5
Стійка №1	350	178	80	Відп.
Стійка №2	350	135	65	Відп.
Стійка №3	350	74	40	Відп.

«Атомобіле- та тракторобудування». Вісник НТУ"ХП"»

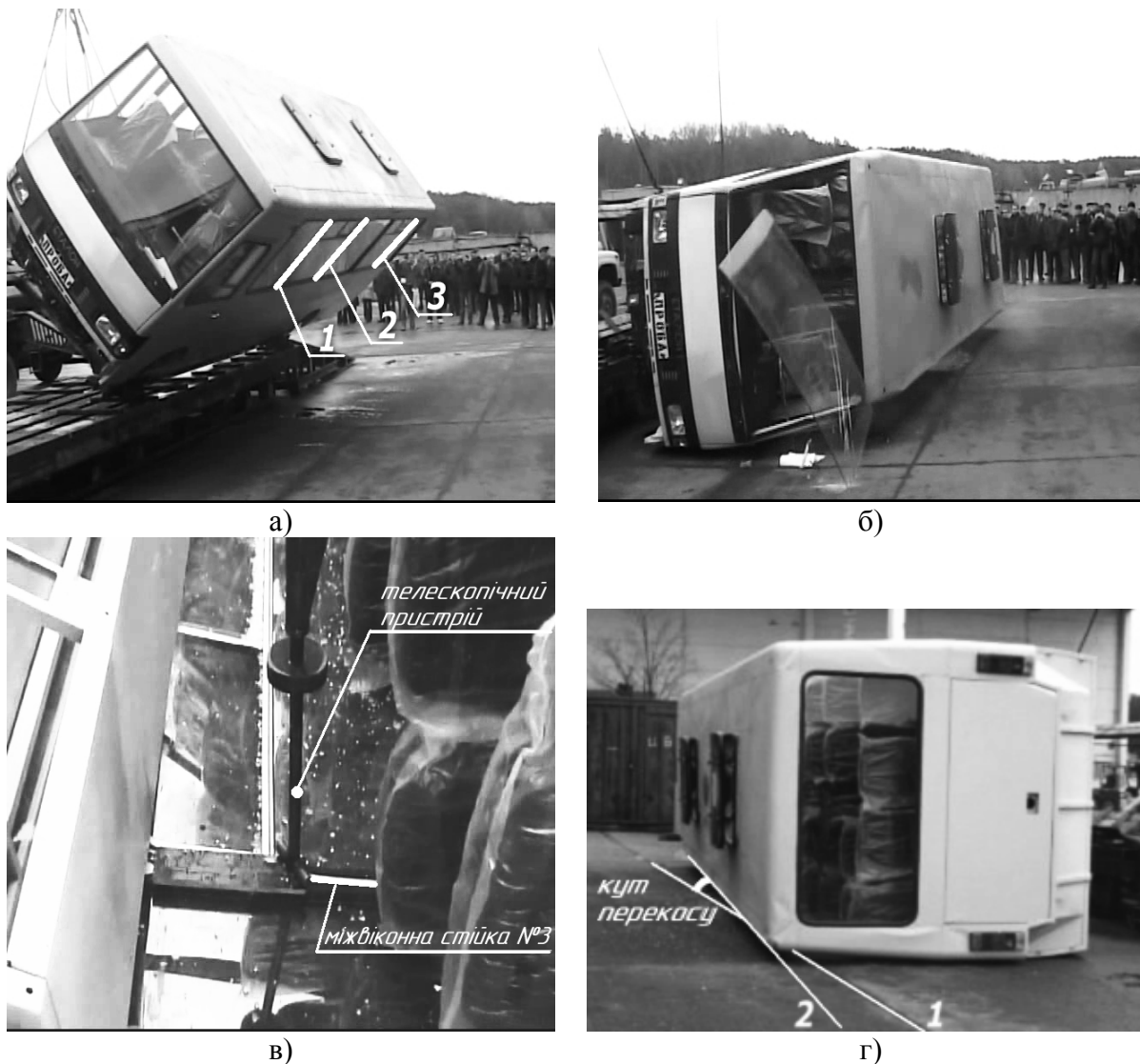


Рисунок 3 – Фотографічне представлення процесу випробувань моделі БАЗ-А079.23 згідно з Правилами №66 СЕК ООН: а) позначення стійок №1,2,3: б) zdeформований кузов; в) міжвіконна стійка №3 після удару; г) кутове зміщення кузова після завершення удару

Якісне представлення розподілу деформацій по міжвіконним стійкам кузова представлено на рис.4 та підтверджує тенденцію вищих значень результуючих деформацій у секторах із більшою спорядженою масою (стійка №1 розташована найближче до силового агрегату, трансмісії та іншого додаткового обладнання – рис.2б). Варто звернути увагу на останню третю стійку із фактичною деформацією, рівною лише 74 мм, а також дослідити відповідні чинники виникнення такої розбіжності значень переміщень. Під час нахилу підйомальної платформи разом із досліджуваным автобусом (рис.2а) його підвіска не була заблокована, а тому, в силу різної кутової жорсткості її конструкції та еластичних елементів задньої і передньої осі, кузов машини перехилився, отримавши максимально можливий крен. Дане явище спричинило удар автобусу з опорною поверхнею кювету не по лінії дотику ребра сходження боковини з дахом, а з додатковим обертанням відносно осі - плями контакту в околі першої стійки, на область котрої припадає згущення маси. Як видно з рис.2г,

будучи попередньо розташованим паралельно лінії 1, автобус по закінченню перекидання зісковзнув, обернувшись на кут перекосу до лінії 2. В результаті чого, значну частину енергії удару остання стійка №3 прийняла не поперечно, а поздовжньо, будучи значно потужнішою за параметрами опору матеріалів в осьовому напрямку.

Таким чином, досліджувана модель БАЗ-А079.23 характеризується більш, ніж подвійним запасом по значеннях пластичних допустимих деформацій K та високим коефіцієнтом відновлюваності L (рис.5). Перший показник (K) являє собою відношення конструктивно допустимих деформацій до фактичних динамічних, утворених в момент удару, та залежить в значній мірі не лише від міцнісних характеристик каркасу кузова, але й від компоувальних рішень його салону. У свою чергу, коефіцієнт (L) дорівнює відношенню фактичних динамічних до залишкових деформацій та визначається фізико-хімічними властивостями матеріалу ферми кузова і його відновлювальними якостями з точки зору опору матеріалів.

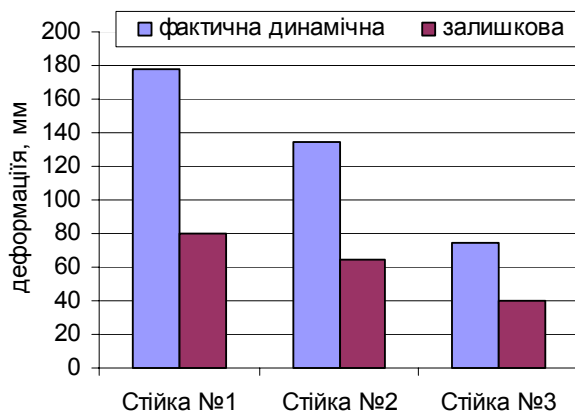


Рисунок 4 - Діаграма розподілу фактичної динамічної та залишкової деформацій

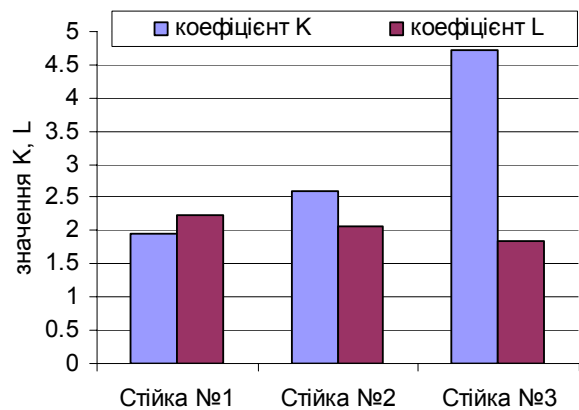


Рисунок 5 - Діаграма оцінки показників пасивної безпеки (коефіцієнти K , L)

Варто зазначити, що рівень пасивної безпеки салону автобуса є тим вищий, чим більшого значення досягає коефіцієнт K , і навпаки, - обернено пропорційний росту коеф-та L . На основі отриманих діаграм найвищий рівень пасивної безпеки доступний пасажиром задніх рядів сидінь: значення коефіцієнту K складає максимальні 4.72, а коефіцієнту L – лише 1.85.

Наступним кроком розглянемо основні особливості застосування методології імітації Правил №66 ЄЕК ООН розрахунковим способом [7] при випробуваннях моделі автобуса БАЗ-А079.23. Процес розрахунку складається з декількох попередніх етапів визначення крайових умов.

1) Спираючись на технічне завдання досліджуваної машини, складаємо розрахункову схему навантажень по визначенню координат зведеного центру мас на основі положення зосередженої маси та її значення для наступних складових: водій, двигун із навісним обладнанням, трансмісія із ретардером, додаткове оснащення (система керування та гальм, паливний бак, запасне колесо, акумуляторні батареї, решта відповідних вузлів та агрегатів), каркас кузова з урахуванням зовнішнього, внутрішнього облицювання та шасі з навісними агрегатами. З отриманого рівняння моментів для стану рівноваги, знаходимо координати центру мас автобуса:

- висота центру мас $h_q = 0,77\text{ м}$;

- зміщення відносно поздовжньої осі симетрії вантажного шасі ТАТА відсутнє;

- відстань від передньої осі коліс до т. центру мас у горизонтальному напрямку коротша на 3% від дійсного положення, обрахованого по реакціям коліс на основі реального зважування (2349мм).

2) Згідно з законом збереження енергії для рівнозмінного обертального руху під дією сили тяжіння обчислимо кінцеву кутову швидкість обертання на момент удару каркасу кузова з ударною поверхнею: $w = 2,59c^{-1}$. Оскільки Правила №66 ЄЕК ООН вимагають відсутності додаткового зовнішнього впливу на процес перекидання, окрім дії сили ваги, то значення початкової кутової швидкості у розрахунках було прийняте, рівним нулю ($w_0 = 0 \frac{рад}{с}$).

3) За допомогою інженерного програмного забезпечення та робочих креслень моделі БАЗ-А079.23 заміriamo реальну величину радіусу обертання центру мас та відповідний їй кут обертання: $r = 1,22м$; $\varphi = 0,28\pi$. Виразивши кутове пришвидшення ε через кутову швидкість w , визначимо час переміщення центру мас автобусу: $t = 0,68с$

4) На основі вище отриманих розрахункових параметрів обертове та доцентрове прискорення складає: $a_{доц} = 8,18 \frac{м}{с^2}$, $a_{об} = 4,65 \frac{м}{с^2}$. Імітація Правил ЄЕК ООН № 66 розрахунковим методом передбачає врахування результуючого прискорення (1) при визначенні величини енергії поглинання удару (2):

$$a_{рез} = \sqrt{a_{доц}^2 + a_{об}^2} = \sqrt{8,18^2 + 4,65^2} = 9,4 \frac{м}{с^2} \quad (1)$$

$$E^* = 0,75Mgh = 0,75Mg\left(\left(\frac{W}{2}\right)^2 + H_s^2 - \frac{W}{2H}\sqrt{H^2 - 0,8^2} + 0,8\frac{H_s}{H}\right) \quad (2)$$

Рівняння (2) являє собою добуток значень: маси у спорядженому стані досліджуваного автобусу, різниці висоти положень його центру мас до і після перекидання та величини приведенного прискорення ($0,75g = 7,36$). Варто звернути увагу, що останній параметр є узагальненим, емпірично обраним для всіх типів автобусів при використанні розрахункового методу Правил №66 ЄЕК ООН. Проте, застосована в роботі оригінальна методика дозволяє пересвідчитись, що значення приведенного прискорення не є константою та залежить від цілого ряду факторів впливу [8]. Відтак, для досліджуваної моделі БАЗ-А079.23 рівняння результуючої енергії приймає вигляд:

$$E^* = a_{рез} Mh = 9,4Mh \quad (3)$$

Таким чином, нормативно визначена по Правилам №66 ЄЕК ООН методика розрахункового способу проведення випробувань не враховує 27,7% енергії удару, котру має поглинути каркас кузова автобуса в нашому випадку.

5) Оскільки, отримані значення прискорень та енергії абсорбції удару стосуються матеріальної точки, а в реальних умовах досліджується тіло з неоднорідним розподілом маси по довжині (по об'єму), то наступним кроком побудуємо епюру навантажень на ребро сходження боковини з дахом при ударі автобуса з поверхнею кювету (рис.6). Враховуючи конструктивні особливості виконання передньої частини

БАЗ-А079 (характерне звуження ферми даху, починаючи від осі А-А, представленої на рис.1), ребро ферми даху сектору №1 не зазнало контакту з ударною поверхнею під час експерименту (рис.7), а тому енергію його маси поглинули ребра даху решти секторів прямопропорційно віддалі до зведеного центру мас автобуса (т.С на рис.6). Різні значення спорядженої маси кожного з секторів (табл.1) зумовили нелінійний характер графіку розподілу навантажень по довжині ребра контакту з поверхнею кювету (рис.6). Ступінчаті переходи значень навантажень секторів згладжено сполученням екстремумів функції розподілу маси кожного з них за допомогою Nurbs-кривої 4-ого порядку. При цьому перевірено необхідну умову: площа фігури під ступінчастим графіком розподілу навантажень залишається незмінною після застосування методу Nurbs-кривої [9]. Відповідно до положення вектору результуючого прискорення $a_{рез}$ епюру навантажень було розкладено на проєкції осей X,Y та прикладено у вигляді реакцій по довжині ребра удару (рис.8) із застосуванням програмного забезпечення методу кінцевих елементів (МКЕ).

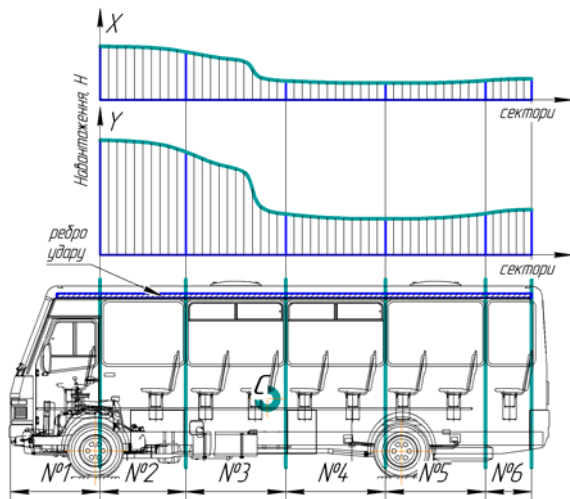


Рисунок 6 - Епюра розподілу навантажень по довжині секторів моделі БАЗ-А079.23



Рисунок 7 - Представлення особливостей сприйняття удару ребром ферми даху

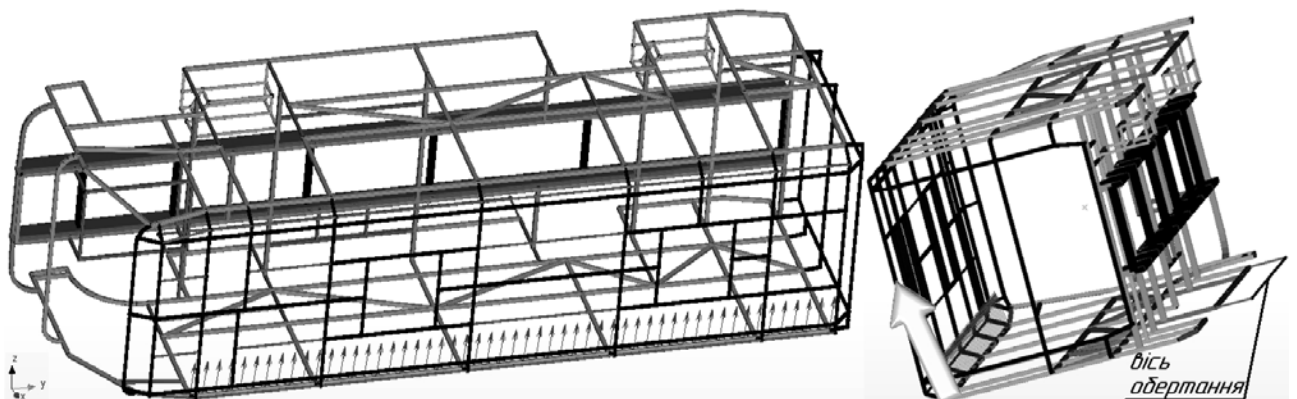


Рисунок 8 - Розрахункова схема навантаженої тримірної моделі каркасу кузова БАЗ-А079.23 у програмному середовищі МКЕ

Для максимальної точності імітації проведення випробувань на відповідність Правилам №66 СЕК ООН, прикладання в'язей обмеження руху виконано у вузлах

просторової структури каркасу кузова, найменш податливих деформаціям удару: потужна ферма шасі автобуса та нижні пороги лівої боковини (труби 40x2). Матеріалом досліджуваної конструкції обрано Сталь 20 відповідно до технічних вимог заводу-виробника.

За результатами проведення МКЕ-імітації натурних випробувань моделі БАЗ-А079.23 отримані характеристики поведінки міжвіконних стійок №1,2,3 (рис.9). Величина фактичних динамічних деформацій Δ відповідає висоті 460мм від рівня підвіконного бруса, тобто збігається з нормативно визначеною зоною контролю пасивної безпеки (750мм від т."R"). Як видно з рис.9, закон розподілу деформацій досліджуваних стійок наближається до лінійного зі зменшенням кута нахилу графіку для верхніх рівнів ферми даху, що позитивно впливає на формування необхідного залишкового простору.

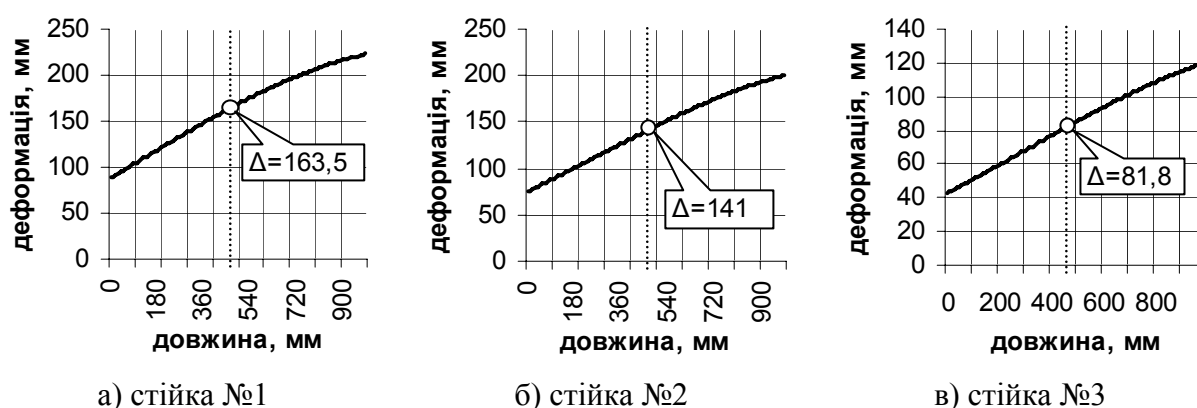


Рисунок 9 - Розподіл деформацій по довжині міжвіконних стійок БАЗ-А079.23

Оцінку тотожності між методологією імітації Правил №66 ЄЕК ООН та експериментом натурних випробувань доцільно подати у вигляді діаграми похибки (рис.10) між отриманими розрахунковими результатами та реальними замірами на основі зведеної таблиці №2:

Таблиця 2 - Експериментальні та розрахункові результати випробувань на відповідність Правилам №66 ЄЕК ООН моделі БАЗ-А079.23

	Стійка №1	Стійка №2	Стійка №3
Експериментальна деформація Δ_e , мм	178	135	74
Розрахункова деформація Δ_p , мм	163,5	141	81,8
Похибка δ , %	8,15	4,44	10,54

Величина похибки δ визначається за наступною залежністю:

$$\delta = 100\% - \left(\frac{\Delta_p \cdot 100\%}{\Delta_e} \right) \quad (4)$$

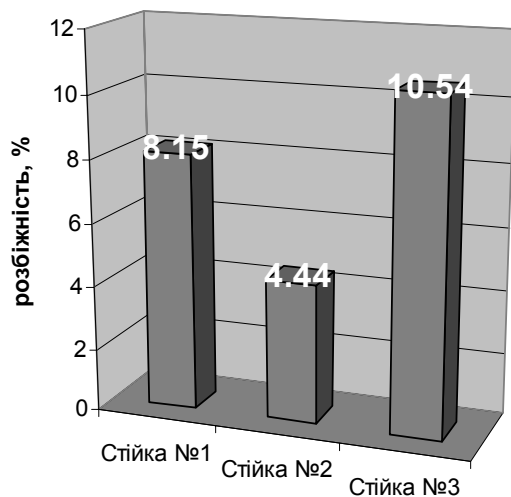


Рисунок 10 – Діаграма представлення похибки δ відповідних міжвіконних стійок

На основі представлених результатів встановлення оцінки тотожності між розрахунковим способом перевірки Правил №66 ЄЕК ООН та експериментом перекидання моделі БАЗ-А079.23, приходимо до висновку, що розроблена методологія імітації натурних випробувань характеризується високою точністю та пристосованістю до практичної реалізації в умовах сертифікаційного центру або конструкторського бюро. Враховуючи наявність зростаючої конкуренції на сучасному ринку вітчизняного автобусобудування, актуальність впровадження представленої імітаційної методології в

офіційний реєстр підприємства (завода-виробника) лише зростає, оскільки очевидними є її наступні переваги: зникає проблема подальшого використання зруйнованого зразка автобусу, скорочуються фінансові та часові витрати по підготовці та проведенню випробувань, відсутня необхідність у спеціально оснащений підймальній платформі та експериментальному обладнанні.

Список літератури: 1. *Голенко К.Е., Крайник Л.В.* Особливості формування несівних структур каркасу автобуса типу low-entry у Віснику НУ “Харківський політехнічний інститут” 2008 р.- с. 152-157с. 2. *К.Е. Голенко, О.З. Горбай, Л.В. Крайник* “Комп’ютерне моделювання і аналіз напружено-деформованого стану каркасу кузова автобуса типу Low-entry” у Віснику НУ “Львівська політехніка”. “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів.” 2008 р. № 614, с. 63 – 68 3. ДСТУ UN/ ECE R 66-00:2002 Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження великогабаритних пасажирських дорожніх транспортних засобів стосовно міцності верхньої частини їхньої конструкції (Правила ЕЭК ООН № 66-00:1987, IDT) 4. Протокол №1036/S0/66-01/R/30-07 сертификационных испытаний автобуса БАЗ-А079.23 в отношении утверждения типа транспортного средства на соответствие требованиям Правил №66-01 ЕЭК ООН 5. ОСТ 37.001.413-86. ССБТ. Кабина. Рабочее место водителя. Расположение органов управления грузовых автомобилей автобусов и троллейбусов. Основные размеры. Технические требования. 6. ГОСТ 20304-90 (СТ СЭВ 4016-83) МАНЕКЕНЫ ПОСАДОЧНЫЕ ТРЕХМЕРНЫЙ И ДВУХМЕРНЫЙ. Конструкция, основные параметры и размеры. 7. *Голенко К.Е.* Формування крайових умов аналізу поведінки каркасу кузова автобуса типу Low-entry в умовах Правил ЄЕК ООН № 66 // Наук. вісник НЛТУ України: Зб. наук.-техн. праць – Львів: НЛТУУ – 2008, вип. 18.10. с.97-103 8. *К.Е. Голенко, О.З. Горбай, Л.В. Крайник* Аналіз відповідності Правилам ЄЕК ООН №66 каркасу кузова автобуса типу Low-entry – Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 17.- Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2008. – 144 с. 9. *Dr. R Hashemi* UN-ECE Regulation 66: Strength of Super-structure during Rollover APSN Workshop on Bus & Truck Passive Safety, Prague, 24th March 2005, p-32.

УДК 629.052:519.876.2

ШУКЛИНОВ С.Н., к.т.н., ХНАДУ

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ НОГИ ВОДИТЕЛЯ С ПЕДАЛЬЮ ТОРМОЗНОГО УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Запропоновано математичну модель взаємодії ноги водія з педалью гальмівного керування автомобіля при утриманні педалі гальма натиснутою. Модель розроблено на основі опису динамічних властивостей м'язів. Динамічні властивості ноги описано частотними характеристиками м'язів у стані скорочення.

Введение. Процесс управления торможением автомобиля начинается после принятия водителем решения о торможении в результате анализа дорожной обстановки. При этом происходит перенос ноги с педали акселератора на педаль тормоза, и увеличение усилия тормозного управления. После достижения величины управляющего усилия в соответствии с принятым решением, водитель удерживает педаль тормоза неподвижной до окончания торможения или принятия решения о коррекции режима торможения. После окончания процесса торможения водитель убирает ногу с педали тормоза.

В данной работе рассматривается процесс взаимодействия ноги водителя с тормозной педалью, ее перемещение под воздействием прикладываемого усилия и удерживание педали неподвижной во время установившегося торможения.

В качестве нагрузки рассматривается тормозной привод автомобиля, обладающий заданной энергоемкостью и соответствующей жесткостью $c_n = f(F_n, x_n)$.

Анализ публикаций. В работе [1] приводится математическая модель ноги водителя, взаимодействующая с педалью тормоза. Автор, указанной выше работы, представил ногу в виде подрессоренной и задемпфированной массы, к которой приложено усилие T_H и математическое ожидание противодействия ноги возмущению T_{HO} . Параметры ноги, как механической системы (подпружиненной и задемпфированной) определялись по результатам обработки экспериментальной амплитудно-частотной характеристики тормозного управления. Колебания давления в приводе моделировали работу антиблокировочной системы. Результаты экспериментальных исследований показали, что построение объективной динамической модели ноги водителя невозможно (из-за очень большого влияния субъективных факторов, обусловленных человеком-оператором). Поэтому возможно построение только упрощенной модели, описывающей граничное состояние водителя при определенных видах возмущения. Кроме этого, экспериментально показано, что динамические свойства ноги водителя, как нагрузочного входа, зависят как от антропометрических данных водителя, так и от эргономических характеристик его рабочего места.

Механические свойства мышцы описаны в работе [3] с помощью модели, содержащей последовательно соединенные упругий компонент в виде пружины 1 и цилиндра 2, в котором движется поршень и параллельный упругий компонент 3 (см. рис.1). Причем упругий компонент 1 моделирует сухожилие и те сократительные нити, составляющие мышцу, которые в данный момент не участвуют в сокращении. Цилиндр 2 с поршнем моделирует сократительные компоненты мышцы (от которых зависит сила сокращения мышцы).

Упругий компонент 3 в модели отображает упругие свойства мышцы, т. е. ее способность восстанавливать первоначальную длину после устранения деформирующей силы. Существование упругих свойств объясняется тем, что при

растягивании в мышце возникает энергия упругой деформации. Здесь мышцу можно сравнить с пружиной: чем сильнее растянута пружина, тем большая энергия в ней запасена [3].

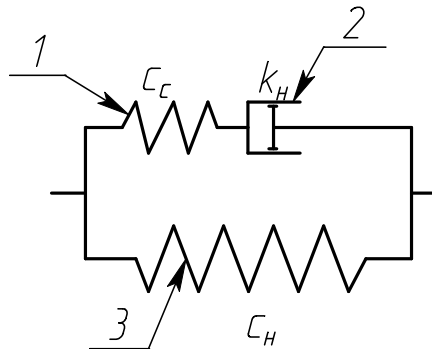


Рисунок 1 – Трехкомпонентная модель мышцы [3]

Цель и постановка задачи. Целью данной работы является построение математической модели ноги водителя в процессе установившегося торможения автомобиля. При этом нога водителя находится в напряженном состоянии на неподвижной педали тормоза. Оценка динамических свойств ноги, как нагрузочного входа, выполняется по частотным характеристикам мышц в сокращенном состоянии без учета антропометрических характеристик водителя и эргономических показателей его рабочего места. Математическое описание ноги и тормозного привода в указанном режиме, позволит оценить работу, совершаемую водителем при установившемся торможении. Известно, что механическая работа обращается в нуль, если нет перемещения (в частом случае – педали тормоза). Это справедливо если удержание педали тормоза выполнялось бы механическим упором. Каждому известна усталость мышц ноги (в частном случае), если держать неподвижно нажатую педаль тормоза. Хотя перемещения педали нет, но усталость при этом свидетельствует, что мышцы ноги совершают работу. Такую работу называют статической работой мышц.

Сокращение мышц и их напряженное состояние описаны в разделе биомеханики [2, 3]. Нервное возбуждение, передаваемое мышце по двигательному нерву, возбуждает мышцу, и она несколько сокращается. При этом мышца перемещает ногу с педалью тормоза и, преодолевая сопротивление, совершает работу перемещения педали. Процесс возбуждения и сокращения мышцы заканчивается расслаблением ее, причем она принимает прежнюю длину. Такой цикл длится у человека от 0,03 до 0,06с [2].

Если в момент сокращения мышцы ее возбудить вторично, то произойдет новое сокращение мышцы и новое перемещение педали тормоза. Каждое новое раздражение увеличивает сокращение мышцы. В результате длина мышцы приближается к некоторому пределу, зависящему от силы сопротивления, растягивающей мышцу. Если раздражения следуют одно за другим все чаще и чаще, то сокращение происходит все более и более плавно. При частоте приблизительно равной 100 раздражений в секунду мышца человека сокращается практически плавно и дрожание ступни (и педали) перестает быть заметным. Наступает кажущееся равновесие.

Длительное кажущееся равновесие сокращенной скелетной мышцы называются тетанусом [2]. При удержании неподвижной нажатой педали тормоза колебаний ступни не видно, потому, что их амплитуда очень мала, но, по сути, при незаметных глазу сокращениях и расслаблениях мышц совершается работа против силы сопротивления со стороны педали. Можно сказать, что статическая работа мышц фактически является динамической работой.

Математическое описание взаимодействия ноги водителя с педалью тормоза. Взаимодействие ноги водителя с тормозной педалью можно представить в виде схемы изображенной на рисунке 2.

Мышцы ноги водителя развивают усилие F_n , и при этом формируется усилие противодействия F_n со стороны тормозного привода на педали тормоза. Тормозной привод характеризуется жесткостью c_n и коэффициентом демпфирования k_n . Мышцы ноги также можно представить в виде упругого элемента с жесткостью c_m и цилиндра с соответствующим коэффициентом демпфирования k_n . Упругий компонент, моделирующий сухожилие и те сократительные нити, составляющие мышцу и которые в данный момент не участвуют в сокращении, характеризуется жесткостью c_c [3]. Инерция подвижных частей ноги определяется массой m_n , а подвижных компонентов тормозного привода – массой m_n .

В изометрическом режиме взаимодействия ноги с педалью, что соответствует установившемуся режиму управления торможением, мышцы сокращаются с частотой порядка 100Гц [2].

Любая система способна пропускать только те составляющие входной величины, частота которых ниже частоты среза системы [4]. Частота среза тормозных систем автомобилей определяется диапазоном 30...50Гц [5]. Входное воздействие водителя на тормозную педаль в режиме торможения колесной машины можно представить в виде апериодической и синусоидальной составляющих. В установившемся режиме торможения апериодическая составляющая достигает значения математического ожидания, а высокочастотная синусоидальная составляющая подавляется. Поэтому в тормозном приводе в установившемся режиме торможения колебания отсутствуют.

Таким образом, для установившегося режима тормозного управления (изометрическое состояние мышц ноги) схема взаимодействия ноги водителя с педалью тормоза может быть представлена в виде изображенном на рисунке 3а.

Ногу водителя, взаимодействующую с педалью тормоза в установившемся режиме тормозного управления можно представить в виде колебательной системы с приложенной возмущающей силой $F_n = const$. При этом уравнение колебательного движения ноги имеет вид

$$m_n \ddot{x}_n + \eta_n \dot{x}_n + c_n x_n = F_n \quad (1)$$

где $x_n, \dot{x}_n, \ddot{x}_n$ – перемещение (сокращение мышц), скорость и ускорение массы ноги; η_n – вязкость диссипативного элемента в модели ноги.

В приведенном уравнении усилие на педали $F_n = const$ является нагружающей силой и численно равно усилию ноги F_n . Произведение $c_n x_n$ представляет собой восстанавливающую силу колебательной системы (ноги). Второй компонент в уравнении (1) характеризует силы, вызывающие затухание колебаний системы.

После несложных преобразований уравнение (1) можно записать в виде

$$\ddot{x}_n + 2k_n \dot{x}_n + \omega_n^2 x_n = \frac{F_n}{m_n} \quad (2)$$

где $k_n = \frac{\eta_n}{2m_n}$ – коэффициент демпфирования (затухания колебаний) в модели ноги;

$\omega_n = \sqrt{\frac{c_n}{m_n}}$ – угловая частота незатухающих колебаний системы (модели ноги).

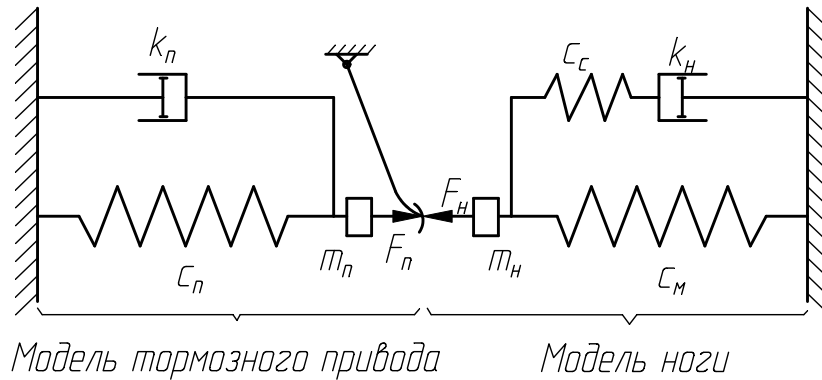


Рисунок 2 – Схема взаимодействия ноги водителя с педалью тормоза

Если предположить, что величина усилия на педали незначительная, а время установившегося торможения достаточно мало (несколько секунд), то диссипативными явлениями в модели можно пренебречь. В этом случае уравнение (2) можно упростить

$$\ddot{x}_n + \omega_n^2 x_n = \frac{F_n}{m_n}. \quad (3)$$

При этом схема взаимодействия ноги водителя с педалью тормоза примет вид представленный на рис. 3б. Общее решение уравнения (3) известно [6]. При нулевых начальных условиях амплитуда колебаний определяется выражением

$$A_{xn} = \frac{F_n}{m_n \omega_n^2}. \quad (4)$$

Очевидно, что в случае, если усилие на педали достаточно велико, а физические возможности водителя ограничены, то с увеличением времени торможения (при утомлении водителя) колебания ноги становятся затухающими.

При этом частота колебаний (сокращения мышц) уменьшается, а амплитуда увеличивается в соответствии с выражением (4). В результате длительного торможения со значительным усилием на педали наступает физическое утомление водителя, проявляющееся в виде «дрожания» ноги на педали и постепенного уменьшения развиваемого усилия F_n . Взаимодействие ноги с педалью тормоза в указанном режиме в данной работе не рассматривается.

С учетом амплитуды колебаний ноги, работа, выполненная водителем для удержания педали тормоза неподвижной, может быть определена

$$A = 2F_n \cdot A_{xn} \cdot v(t - t_n) \quad (5)$$

где $\nu = 100 \text{ Гц}$ – частота сокращения мышц ноги в режиме тетануса (с установившимся усилием на педали тормоза) [2]; t – время торможения; t_n – время нарастания усилия на педали до значения F_n .

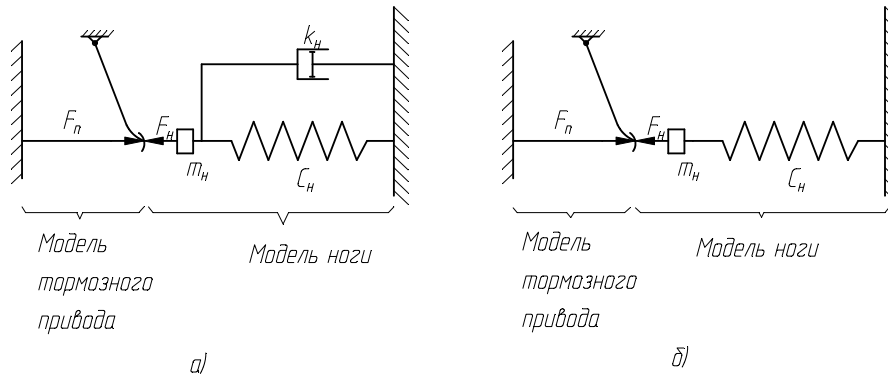


Рисунок 3 – Схема взаимодействия ноги водителя с педалью тормоза в установившемся режиме: а) – с учетом демпфирующих свойств мышц; б) – без учета демпфирующих свойств мышц

Выводы

Следует отметить, что затраты водителя на управление торможением колесной машины зависят не только от параметров тормозного управления, но и от антропометрических характеристик и коэффициента полезного действия самого водителя, а также эргономических показателей его рабочего места [1]. При этом коэффициент полезного действия водителя существенно зависит от его опыта и психофизиологического состояния [3].

Предложенная математическая модель взаимодействия ноги водителя с педалью тормозного управления автомобиля позволяет оценить затраты водителя на удержание нажатой педали тормоза. Поскольку динамические свойства ноги описываются частотными характеристиками мышц в сокращенном состоянии без учета антропометрических характеристик водителя и эргономических показателей его рабочего места, постольку уровень затрат водителя на удержание педали тормоза определенный в соответствии с предложенной моделью позволяет судить о «полезной» работе совершаемой при этом водителем. Поэтому уровень «полезной» работы характеризует не только уровень затрат водителя на управление при установившемся торможении автомобиля, но и совершенство его тормозного управления.

Список литературы: 1. Козлов Ю.Ф. Исследование динамики противоблокировочного привода легковых автомобилей. Дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук, Москва, 1977. 2. Ремизов А.Н. Курс физики, электроники и кибернетики для медицинских институтов: Учебник. – М.: Высш. школа. 1982. – 607с. 3. Уткин В.Л. Биомеханика физических упражнений: Учеб. Пособие для студентов фак. физ. воспитания пед. ин-тов и для ин-тов физ. культуры по спец. № 2114 «Физ. воспитание». – М.: Просвещение, 1989. – 210 с. 4. Жиль Ж., Пелегрин М., Декольн П. Теория и техника следящих систем. – М.: «МАШГИЗ», 1961. – 804с. 5. Булавкин А.С. Особенности совместного использования дисковых и барабанных тормозных механизмов на легковых автомобилях. Дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук, Харьков, 1984. 6. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле/Пер. с англ. Л.Г.Корнейчука; Под ред. Э.И. Григолюка. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.

УДК 629.3.021.243:629.371.2

РАЗНИЦЫН И.Л., к.ф.м.н, ХНАДУ
УЖВА А.В., к.т.н., ХНАДУ

МОДЕЛИРОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО СКОРОСТНОГО РЕЖИМА ГОНОЧНОГО АВТОМОБИЛЯ

Запропонована математична модель режимів руху автомобіля по трасі заданої конфігурації, яка дозволяє визначити управління, що мінімізує час її проходження. Ця модель може бути використана для розрахунку навантажень, що діють на автомобіль на будь-якій ділянці траси.

Введение. Создание специальных машин для участия в соревнованиях постоянно требует применения новых материалов, технических и конструктивных решений по усовершенствованию узлов и агрегатов, которые должны обеспечивать спортивные качества при соблюдении высокой надежности и безопасности. Заметим, что эти свойства определяются с учетом нагрузок испытываемых при различных режимах движения. Очевидно, что на стадии проектирования принципиально важно уметь прогнозировать эти нагрузки.

Авторами в рамках комплексной темы исследования «Системное проектирование и конструирование транспортных средств, которые обеспечивают необходимую активную безопасность движения», ведущейся на кафедре автомобилей и лабораторией скоростных автомобилей ХНАДУ разработан расчетный метод оценки динамических нагрузок автомобиля при прохождении трассы, он основывается на построении оптимального скоростного режима.

Анализ последних достижений и публикаций. Следует отметить, что моделирование движения автомобиля является предметом интенсивного исследования. В близких постановках такая задача рассматривалась в работах [1-5].

Постановка и цель задачи. Будем рассматривать движение одиночного автомобиля по известной трассе (например на такой, где проводится чемпионаты Украины по шоссейно-кольцевым гонкам). Управление машиной осуществляется во-первых при соблюдении условий безопасности, а во-вторых оно должно обеспечивать прохождение трассы за минимальное время. Именно при таком режиме движения автомобиль получает максимальные нагрузки.

Целью исследования является расчет оптимального скоростного режима (в указанном выше смысле) движения автомобиля по трассе.

Модель трассы. Будем считать, что трасса представляет собой достаточно гладкую кривую с естественной параметризацией-

$$L: \begin{cases} x = \varphi(S) \\ y = \psi(S), \quad S \in [0, l], \\ z = \eta(S) \end{cases}$$

имеющая в каждой точке кривизну $k_1(S)$ и кручение $k_2(S)$. На кривой L задана принимающая положительные значения функция $V_{\delta}(S)$ (безопасная скорость). Хорошо известно [6], что вообще говоря, $V_{\delta}(S)$ зависит от $k_1(S)$ и $k_2(S)$, в частности, если L является плоской, то можно взять $V_{\delta}(S) = C_1 \sqrt{R(S)}$, где $R(S) = \frac{1}{r(S)}$ - радиус кривизны, а

C_1 - коэффициент, зависящий от конструктивных параметров и дорожных условий.

Модель режимов движения. Далее будем рассматривать автомобиль как материальную точку, которая движется по кривой L либо с постоянной (по величине) скоростью, либо разгоняется, либо тормозит, причем переходы из одного состояния в другое совершаются мгновенно.

Процесс разгона (по прямолинейному участку) определяется неубывающей функцией $V_R(V_H, S)$, где V_H - начальная скорость, а V_R - скорость в конце участка длины S , причем выполнено равенство (для любых S и S_1) $V_R(V_R(V_H, S), S_1) = V_R(V_H, S + S_1)$

Обозначим $V_{\max}$ - наибольшую возможную скорость автомобиля. Пусть она достигается в конце участка длины $S_{\max}$ при нулевой начальной скорости - $V_{\max} = V_R(0, S_{\max})$.

Отметим, что $V_R(V_H, S) = V_{\max}$ при $S \geq S_{\max}$.

Процесс торможения определяется неубывающей функцией $V_T(V_K, S)$, где V_K - скорость в конце, а V_T максимально возможная скорость в начале прямолинейного участка торможения длины S , причем выполнено: $V_T(V_T(V_K, S), S_1) = V_T(V_K, S + S_1)$. Обозначим через $S_{\min}$ минимальную длину участка, на котором автомобиль может уменьшить скорость от $V_{\max}$ до 0, тогда $V_T(0, S) = V_{\max}$ при $S \geq S_{\min}$

Сделаем еще одно предположение: процессы разгона и торможения по криволинейному участку определяются теми же функциями, что и на прямолинейном участке, точнее говоря, если автомобиль делает разгон (торможение) от точки $A_1(\varphi(S_1), \psi(S_1), \eta(S_1))$ до точки $A_2(\varphi(S_2), \psi(S_2), \eta(S_2))$ с начальной скоростью V_H (с конечной скоростью V_K) и неравенство $V_R(V_H, \theta) \leq V_{\delta}(S + \theta)$ ($V_T(V_K, S_2 - S_1 - \theta) \leq V_{\delta}(S_1 + \theta)$) выполнено при всех $\theta \in [0; S_2 - S_1]$, то скорость автомобиля в точке A_2 (в точке A_1) равны $V_R(V_H, S_2 - S_1)$ ($V_T(V_K, S_2 - S_1)$).

Решение задачи. Будем искать решение (приближенное) задачи следующим образом. Во-первых, аппроксимируем $V_{\delta}(S)$ кусочно-постоянной функцией $V_{kp}(S)$ $S \in [0, l]$, удовлетворяющей условиям:

$0 \leq V_{\delta}(S) - V_{kp}(S) \leq \varepsilon$, (где $\varepsilon > 0$, любое сколь-угодно малое наперед заданное число). Это возможно в силу непрерывности $V_{\delta}(S)$.

Отметим, что в случае плоской кривой и $V_{\delta}(S) = C_1 \sqrt{R(S)}$, такую аппроксимацию можно интерпретировать как разделение трассы на участки представляющие собой либо дуги окружностей либо отрезки прямых.

Пусть

$$V_{kp}(S) = \begin{cases} V_{kp}^1, S \in [0, S_1) \\ V_{kp}^2, S \in (S_1, S_2) \\ \dots \\ V_{kp}^n, S \in (S_{n-1}, l] \end{cases}$$

И в точках разрыва

$$V_{кр}(S_k) = \min\{V_{кр}^k, V_{кр}^{k+1}\}, \quad k \in \overline{1, (n-1)} \quad (\text{см. рис.1})$$

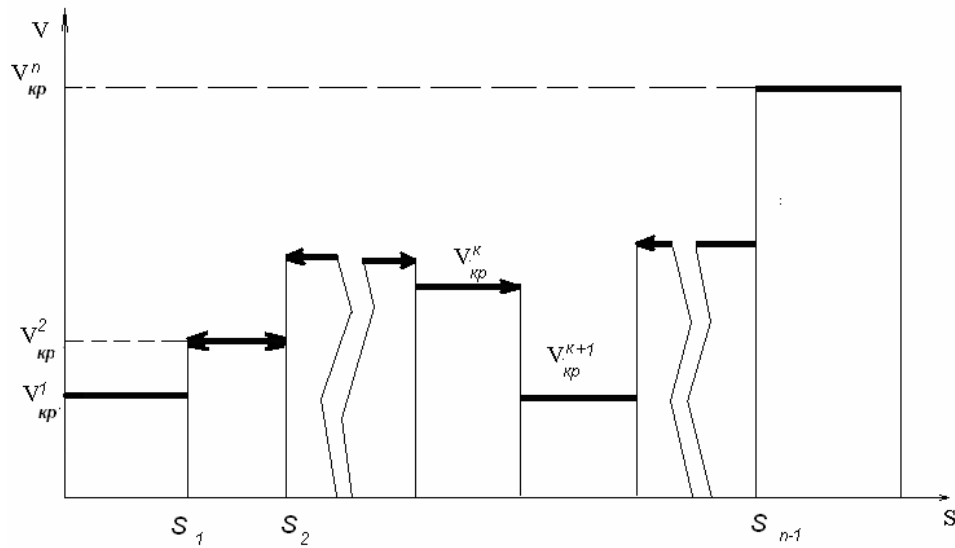


Рисунок 1 – Представление трассы

Заметим, что можно считать, что $V_{кр}(S) \leq V_{\max}$.

Алгоритм оптимизации. Сначала определим процедуру оптимизации на отдельно взятом участке трассы $[S_i, S_{i+1}]$, считая известными начальную скорость $V(S_i) = V_H^i$ и ограничение на скорость в конце участка $V(S_{i+1}) \leq V_K^i$ ($V_H^i, V_K^i < V_{кр}^i$). Проведем через точки (S_i, V_H) и (S_{i+1}, V_K) соответственно кривые разгона и торможения.

Возможные случаи для наглядности изобразим на рисунках 2-6.

1. Кривые не пересекаются и $V_H \geq V_K$

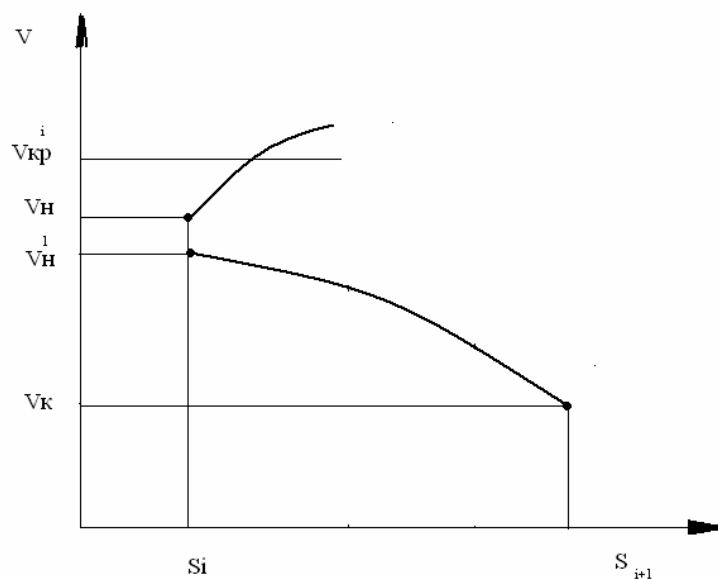


Рисунок 2 – Движение возможно только, если принять за начальную скорость V_H^1

2. Кривые не пересекаются и $V_H \leq V_K$

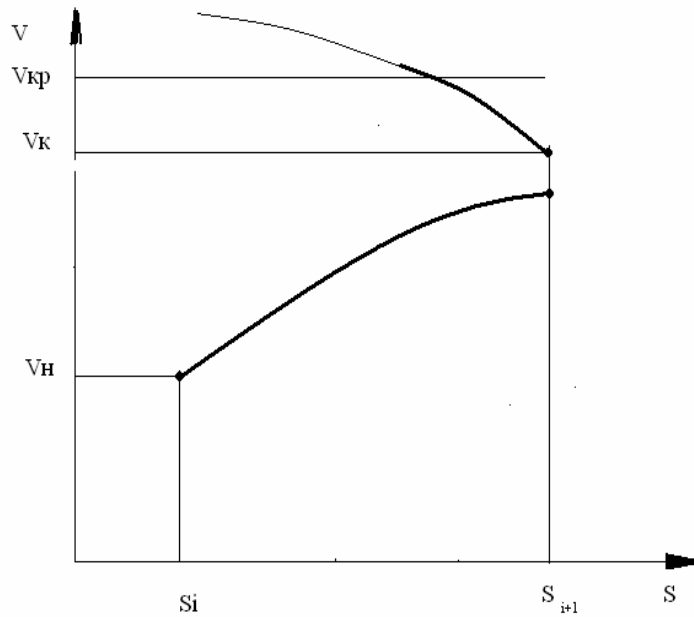


Рисунок 3 – Оптимальный режим – разгон

3. Кривые пересекаются в точке P, лежащей под или на прямой $V = V_{кр}$.

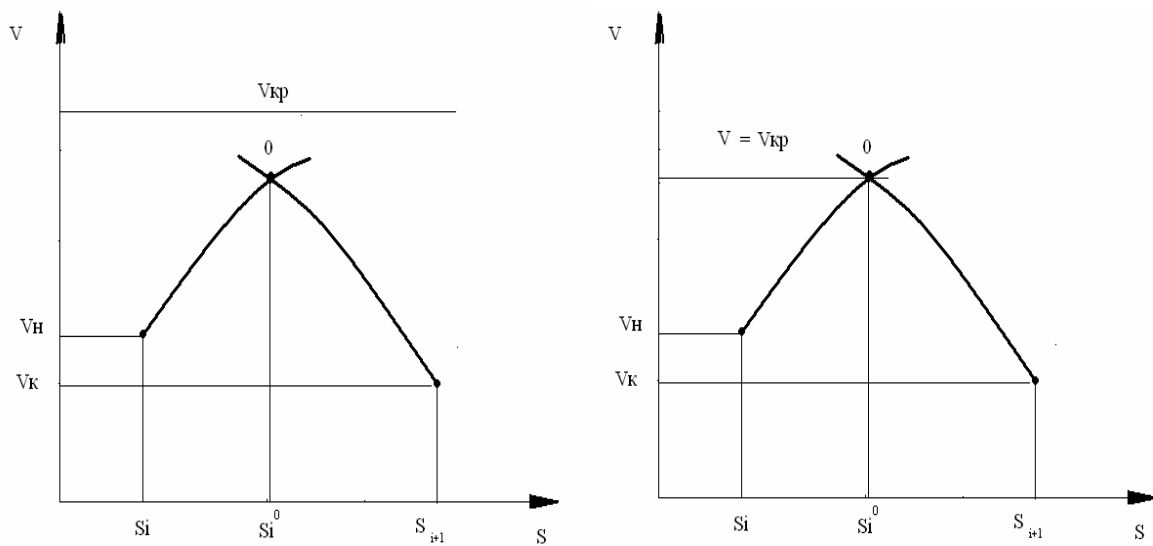


Рисунок 4 – Оптимальный режим и разгон на участке $[S_i, S_i^0]$ и торможение на участке $[S_i^0, S_{i+1}]$.

4. Кривые пересекаются в точке P, лежащей над прямой $V = V_{кр}$.

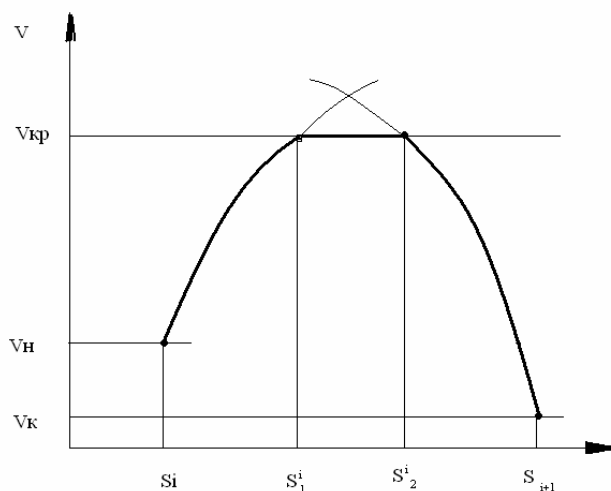


Рисунок 5 – Оптимальный режим: разгон на участке $[s_i, s_i^1]$, движение с постоянной скоростью V_{kp} на участке $[s_i^1, s_i^2]$ и торможение на участке $[s_i^2, s_{i+1}]$.

Процесс построения оптимального режима движения на всей трассе состоит в последовательном применении процедуры оптимизации на каждом участке трассы начиная с последнего.

Следуя описанному алгоритму оптимальный скоростной режим был смоделирован для гоночного автомобиля ХАДИ-29 на трассе спортивного комплекса «Чайка» г. Киев.

Выводы

Численная реализация алгоритма является весьма экономичной с точки зрения вычислительных ресурсов, что позволит ее использовать в реальном времени.

Предложенный расчетный метод решения задачи быстродействия можно использовать при известной траектории движения автомобиля..

Список литературы: 1. *E. Velenis and P. Tsiotras*, "Optimal velocity profile generation for given acceleration limits: Theoretical analysis," in *Proceedings of the American Control Conference*, June 8 – 10 2005. Portland, OR (to appear). 2. *T. Fujioka and M. Kato*, "Numerical analysis of minimum-time cornering," in *Proceedings of AVEC 1994*. November 24-28 1994. Tsukuba, Japan. 3. *J. Hendrikx, T. Meijlink, and R. Kriens*, "Application of optimal control theory to inverse simulation of car handling," *Vehicle System Dynamics*, vol. 26, pp. 449-461, 1996. 4. *D. Casanova, R. S. Sharp, and P. Symonds*. "Minimum time manoeuvring: The significance of yaw inertia," *Vehicle System Dynamics*, vol. 34, pp. 77-115, 2000. 5. *D. Casanova, R. S. Sharp, and P. Symonds*, "On minimum time optimization of formula one cars: The influence of vehicle mass," in *Proceedings of AVEC 2000*, August 22-24 2000. Ann-Arbor, MI. 6. *Литвинов А.С., Фаробин Я.Е.* Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности "Автомобили и автомобильное хозяйство"-М.: Машиностроение, 1989.-240с.

УДК 621.43.052

АБРАМЧУК Ф.И., д.т.н., ХНАДУ
КАБАНОВ А.Н., к.т.н., ХНАДУ
МАЙСТРЕНКО Г.В., инж., ХНАДУ
КУЗЬМЕНКО А.П., инж., ХНАДУ

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОБЪЕМОВ СГОРЕВШЕЙ И НЕСГОРЕВШЕЙ СМЕСИ В ЦИЛИНДРЕ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ 4ГЧ 7.5/7.35 В МНОГОЗОННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СГОРАНИЯ

Розроблена методика розрахунку об'ємів згорілої і незгорілої суміші в газовому ДВЗ 4 ГЧ 7,5/7,35 в залежності від шляху, пройденого фронтом полум'я, з використанням методів аналітичної геометрії.

Введение. Известно, что математическое моделирование физических процессов имеет большое значение при выполнении научного исследования, позволяя экономить, время, материальные и человеческие ресурсы. Вследствие этого, а также благодаря бурному развитию средств автоматизации математических вычислений математические модели все больше усложняются с целью повышения их точности. Кроме того, возникает проблема расчета экологических показателей ДВС вследствие постоянного увеличения выбросов токсичных компонентов автомобилями.

Большое внимание уделяется методикам расчета процесса сгорания вследствие исключительной сложности процессов, происходящих в цилиндре во время выгорания топлива. Следовательно, разработка математической модели, позволяющей рассчитать не только мощностно-экономические, но и экологические показатели газового ДВС, является актуальной задачей.

Анализ последних достижений и публикаций. В настоящее время создано достаточно большое количество методик, позволяющих рассчитать кривую тепловыделения.

К первому типу относятся полуэмпирические уравнения, которые, как правило, являются частными случаями уравнения закона плотности вероятности непрерывной случайной величины. Это известные модели Неймана [1], Гончара [2] и т.д. Самой известной моделью данного класса является модель Вибе [3].

Эмпирические модели, подобные модели Вибе, хороши своей простотой и отработанностью, однако они не позволяют рассчитать экологические показатели двигателя, в частности, образование вредных компонентов в процессе горения топливно-воздушной смеси.

Ко второму типу моделей относятся методики, в которых используются эмпирические или полуэмпирические формулы для скорости фронта пламени, причем кривая тепловыделения рассчитывается исходя из пути, пройденного пламенем от начала сгорания.

В основе всех этих методов расчета лежит постулат М. Гюи, доказанный В.А. Михельсоном [3], а также допущение о том, что поверхность фронта пламени имеет сферическую форму. Согласно постулату Гюи, количество горючей смеси, воспламеняемой единицей поверхности пламени в единицу времени, постоянно по своей величине.

Третий класс моделей основан на расчете динамики потоков газа в цилиндре, поэтому называется computational fluid dynamics (CFD). Этот подход базируется на

численном моделировании потоков газов во впускном коллекторе и цилиндре двигателя, а также процессов, которые происходят во время полного цикла работы ДВС, от начала наполнения до конца выпуска. Такой подход учитывает практически все основные физико-химические процессы, которые происходят в цилиндре во время работы двигателя. При этом основная система уравнений, используемая при моделировании, состоит из следующих равенств: уравнения количества движения (Навье-Стокса), уравнения энергии, уравнения неразрывности и уравнения диффузии [4].

CFD-модели позволяют очень точно моделировать процессы горения и образования токсичных компонентов, рассчитать кривую тепловыделения и индикаторную диаграмму на ее основе, однако вследствие цикловой нестабильности процесса сгорания в двигателях с искровым зажиганием (доходящей до 30 %) точность расчета подобных моделей оказывается избыточной, больше, чем диапазон изменения показателей процесса сгорания в реальном двигателе от цикла к циклу. При этом вследствие сложности подготовки исходных данных и большого объема вычислений в таких моделях численное моделирование процесса сгорания может занимать время, намного превышающее время натурного эксперимента. Такие модели удобно использовать при создании принципиально новых конструкций и рабочих процессов тепловых машин, однако для большинства прикладных задач, таких, как конвертация двигателей на другие виды топлива и создание ДВС классических конструкций, применять такие модели нецелесообразно.

Модели второго типа, в которых используются эмпирические или полуэмпирические формулы для определения скорости фронта пламени, соединяют в себе достоинства эмпирических схем (простота расчета) и CFD-подхода (точность моделирования, возможность расчета экологических показателей), следовательно, пригодны для выполнения поставленной задачи – расчета мощностно-экономических и экологических характеристик двигателя 4ГЧ 7.5/7.35.

Самый распространенный подход к расчету сгоревшей и несгоревшей зон, описанный в [5], состоит в разбиении сгоревшей и несгоревшей зоны на элементарные объемы и последовательной проверке принадлежности точек этих элементарных объемов определенным областям пространства. Однако его недостатком является то, что он не позволяет оценить влияние геометрических параметров камеры сгорания на кривую тепловыделения и ряд других показателей процесса сгорания.

Цель и постановка задачи. Исходя из вышесказанного, целью данного исследования является создание элемента многозонной математической модели сгорания топливо-воздушной смеси в цилиндре, позволяющей рассчитать объемы сгоревшей и несгоревшей смеси в зависимости от пути, пройденного фронтом пламени для двигателя 4ГЧ 7.5/7.35, то есть решения задачи нахождения объемов сгоревшей и несгоревшей смеси при определенном положении фронта пламени. При этом данный подход должен обеспечить возможность оценки влияния геометрических параметров камеры сгорания на показатели процесса сгорания газового ДВС.

Основным допущением модели является то, что фронт турбулентного пламени имеет форму сферы. В методиках, в которых принимается данное допущение, расчетные данные хорошо совпадают с экспериментальными [5]. Сгорание заканчивается в момент, когда объем сгоревшей смеси становится равен объему надпоршневого пространства.

Расчет разбивается на шаги, при этом процесс распространения пламени

становится квазистатическим.

Камера сгорания представляется в виде геометрической фигуры, состоящей из призмы и двух наклонных цилиндров. Поверхности призмы задаются в виде плоскостей. Поверхность поршня плоская.

Математическое описание камеры сгорания осуществляется путем задания координат опорных точек относительно начала координат, расположенного в точке, из которой развивается пламя, то есть в точке, соответствующей искровому промежутку свечи зажигания. Эта точка принадлежит одной из плоскостей призмы.

Уравнения элементов камеры сгорания (линий и поверхностей) выводятся методами аналитической геометрии из координат опорных точек элементов.

В каждый момент времени рассчитывается объем сгоревшей смеси. Объем несгоревшей смеси вычисляется путем вычитания объема сгоревшей смеси из полного объема надпоршневого пространства. Основными исходными данными для расчета на каждом шаге являются: радиус фронта пламени R_{PL} и расстояние от искрового промежутка свечи зажигания до поверхности поршня H_p .

Расчет объема сгоревшей смеси находится путем нахождения определенного интеграла с пределами интегрирования, определяемыми поверхностями, окружающими объем в каждый момент времени. Численное интегрирование осуществляется методом Ромберга.

Расчетная схема камеры сгорания двигателя 4ГЧ7.5/7.35 приведена на рис. 1 и 2.

Камера сгорания двигателя 4ГЧ 7.5/7.35 представляется в виде геометрической фигуры, состоящей из призмы с параллельными основаниями AOB и DKC , а также двух наклонных цилиндров, большого и малого. Вертикальной секущей плоскостью для малого цилиндра является AIB , для большого – DKC , общей плоскостью, ограничивающей цилиндры по высоте, является ADK . Линии AD и BC являются касательными к окружностям с центрами в точках O_{mc} и O_{bc} , которые являются основаниями малого (mc) и большого (bc) наклонного цилиндров соответственно.

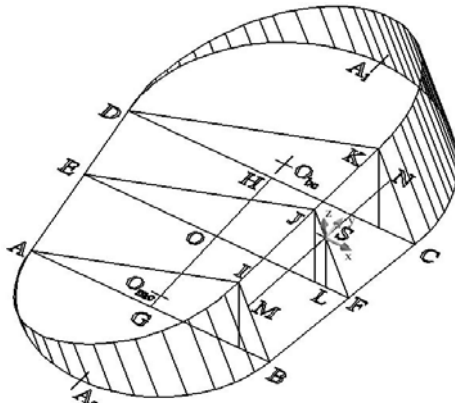


Рисунок 1 – Расчетная схема камеры сгорания

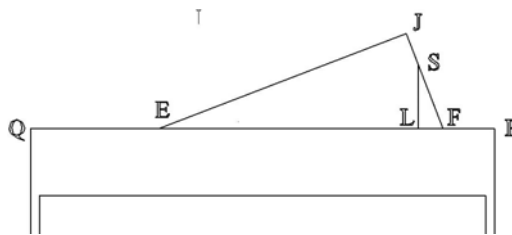


Рисунок 2 – Разрез камеры сгорания в плоскости EJF

Свеча зажигания расположена в точке S , точка O является осевой линией цилиндра. Плоскость ABC совпадает с поверхностью головки цилиндров. Через точку S проходит плоскость EJF , перпендикулярная ABC .

Уравнения прямых, проходящих через две опорные точки (точка 1 и точка 2), выводятся по соотношению

$$\frac{x_S - x_{S1}}{x_{S2} - x_{S1}} = \frac{y_S - y_{S1}}{y_{S2} - y_{S1}} = \frac{z_S - z_{S1}}{z_{S2} - z_{S1}}, \quad (1)$$

где x_{S1}, y_{S1}, z_{S1} – координаты точки 1; x_{S2}, y_{S2}, z_{S2} – координаты точки 2.

Уравнения плоскостей, проходящих через три опорные точки (точка 1, точка 2 и точка 3), выводятся по соотношению

$$\begin{vmatrix} x_S - x_{S1} & y_S - y_{S1} & z_S - z_{S1} \\ x_{S2} - x_{S1} & y_{S2} - y_{S1} & z_{S2} - z_{S1} \\ x_{S3} - x_{S1} & y_{S3} - y_{S1} & z_{S3} - z_{S1} \end{vmatrix} = 0. \quad (2)$$

Основные размеры камеры сгорания двигателя 4ГЧ 7.5/7.35, мм

$A_1A_2 = 75$; $AB = 39.67$; $DC = 47.6$; $R_{bc} = 24$; $R_{mc} = 20$; $SJ = 5$; $SL = 10$; $SF = 10.7$; $SN = 14$; $SM = 16.7$; $SP = 15.5$; $SE = 41.36$; $SQ = 61$.

Углы между геометрическими элементами камеры сгорания, град.

$\Theta_{AD-BC} = 15^\circ$; $\Theta_{ABC-ADK} = 21^\circ$; $\Theta_{BCK-ADK} = 90^\circ$.

Координаты опорных точек модели приведены в таблице 1.

Расстояние от ВМТ до поверхности головки цилиндров (плоскость ABC) равняется $H_{VMT} = 1$ мм. Таким образом, расстояние от точки S до ВМТ

$$H_{SVMT} = H_{VMT} + SL. \quad (3)$$

Из этого следует, что $HSVMT = 11$ мм.

Расстояние от поверхности поршня до ВМТ в зависимости от угла поворота коленчатого вала

$$S_{VMT} = R_{KR} \cdot \sigma, \quad (4)$$

где R_{KR} длина кривошипа; σ – относительное перемещение поршня

$$\sigma = 1 - \cos(\varphi) + \frac{\lambda_{KR}}{4} (1 - \cos(2\varphi)); \quad (5)$$

φ – угол поворота коленчатого вала относительно ВМТ; λ_{KR} – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна L

$$\lambda_{KR} = \frac{R_{KR}}{L}. \quad (6)$$

Таблица 1 – Координаты опорных точек модели

Точка	x_S	y_S	z_S
<i>A</i>	-37,985	-16,58	-10
<i>B</i>	1,681	-16,58	-10
<i>C</i>	5,647	13,9	-10
<i>D</i>	-41,951	13,9	-10
<i>E</i>	-40,142	0	-10
<i>F</i>	3,838	0	-10
<i>G</i>	-18,152	-16,58	-10
<i>H</i>	-18,152	13,9	-10
<i>I</i>	-3,413	-16,58	3,271
<i>J</i>	-1,81	0	4,714
<i>K</i>	-0,466	13,9	5,925
<i>L</i>	0	0	-10
<i>M</i>	0	-16,58	0
<i>N</i>	0	13,9	0
<i>O</i>	-18,152	0	-10
<i>O_{bc}</i>	-18,152	16	-10
<i>O_{mc}</i>	-18,152	-15	-10
<i>A₁</i>	-18,152	40	-10
<i>A₂</i>	-18,152	-35	-10
<i>S</i>	0	0	0

Таким образом, расстояние от точки *S* до поверхности поршня рассчитывается по соотношению

$$H_p = H_{SVMT} + S_{VMT}. \quad (7)$$

Объем части сферы пламени, отсекаемый поршнем, мм³

$$V_{PLPOR} = \frac{\pi \cdot a_{PLPOR}^2}{3} [3R_{PL} - a_{PLPOR}], \quad (8)$$

где H_p – расстояние от свечи до поверхности поршня по нормали, мм;

$$a_{PLPOR} = R_{PL} - H_p. \quad (9)$$

Полусфера минус половина шарового сегмента, отсекаемого плоскостью ADK

$$V_{PLPS} = \frac{2}{3} \pi R_{PL}^3 - \frac{\pi \cdot a_{PLPS}^2}{6} [3R_{PL} - a_{PLPS}], \quad (10)$$

где

$$a_{PLPS} = R_{PL} - SJ . \quad (11)$$

Объем сегмента, заключенного между плоскостями ВСК, АВС и сферой пламени

$$V_{SEG} = \int_{3.383}^{a_{V1}} \int_0^{a_{V2}} \int_{a_{V3}}^{-10} dz_S dy_S dx_S , \quad (12)$$

где для упрощения выражения выполнена замена переменных

$$a_{V1} = \sqrt{R_{PL}^2 - 100} , \quad (13)$$

$$a_{V2} = \sqrt{R_{PL}^2 - 100 - x_S^2} , \quad (14)$$

$$a_{V3} = \sqrt{R_{PL}^2 - y_S^2 - x_S^2} . \quad (15)$$

Следовательно

$$V_{SEG} = \int_{3.383}^{a_{V1}} \int_0^{a_{V2}} [-10 - a_{V3}] dy_S dx_S . \quad (16)$$

С учетом того, что

$$\int [-10 - a_{V3}] dy_S = -10 \cdot y_S - 0.5 \cdot y_S \cdot a_{V3} + 0.5 \cdot R_{PL}^2 \cdot \ln[y_S + a_{V3}] - 0.5 \cdot x_S^2 \cdot \ln[y_S + a_{V3}] , \quad (17)$$

выражение (16) принимает вид

$$\begin{aligned} V_{SEG} = & \int_{3.383}^{a_{V1}} -15 \cdot a_{V2} + 0.5 \cdot R_{PL}^2 \cdot \ln[a_{V2} + 10] - \\ & - 0.5 \cdot x_S^2 \cdot \ln[a_{V2} + 10] - 0.25 \cdot R_{PL}^2 \cdot \ln[(R_{PL} - x_S)(R_{PL} + x_S)] + \\ & + 0.25 \cdot x_S^2 \cdot \ln[(R_{PL} - x_S)(R_{PL} + x_S)] dx_S . \end{aligned} \quad (18)$$

Объем шарового сегмента, отсекаемого от сферы плоскостью ДКС

$$V_{SEGDKC} = \frac{\pi \cdot a_{SEGDKC}^2}{3} \cdot [3 \cdot R_{PL} - a_{SEGDKC}] , \quad (19)$$

где

$$a_{SEGDKC} = R_{PL} - SN . \quad (20)$$

Объем шарового сегмента, отсекаемого от сферы плоскостью AIB

$$V_{SEGAIB} = \frac{\pi \cdot a_{SEGAIB}^2}{3} \cdot [3 \cdot R_{PL} - a_{SEGAIB}], \quad (21)$$

где

$$a_{SEGAIB} = R_{PL} - SM. \quad (22)$$

Объем призмы $AIBDKC$

$$V_{KL} = \int_{-16.58}^{13.9} a_{KLx} dy_S, \quad (23)$$

где

$$a_{KLx} = \int_{-0.13 \cdot y_S - 3.838}^{-0.13 \cdot y_S + 40.14} a_{KLz} dx_S, \quad (24)$$

$$a_{KLz} = \int_{-10}^{0.384 \cdot x_S + 4.99 \cdot 10^{-2} \cdot y_S + 11.473} dz_S. \quad (25)$$

После подстановки выражений (24) и (25) в уравнение (23), получаем

$$V_{KL} = \int_{-16.58}^{13.9} (-8.795 \cdot 10^{-4} \cdot y_S + 1250.86) dy_S. \quad (26)$$

В итоге, согласно выражению (26), объем призмы $AIBDKC$ составит, мм³

$$V_{KL} = 11472. \quad (27)$$

Объем малого цилиндра, с учетом замены переменных

$$V_{mc} = \int_{-37.984}^{1.681} \int_{\frac{-2963}{200} - \frac{1}{125} \cdot a_{mc}}^{-16.58} \int_{-10}^{b_{mc}} dz_S dy_S dx_S, \quad (28)$$

где

$$a_{mc} = \sqrt{1.98 \cdot 10^5 - 15625 \cdot x_S^2 - 5.6 \cdot 10^5 \cdot x_S}, \quad (29)$$

$$b_{mc} = 0.383 \cdot x_S + 4.99 \cdot 10^{-2} \cdot y_S + 11.473. \quad (30)$$

В итоге

$$V_{mc} = \int_{-37.984}^{1.681} \int_{\frac{-2963}{200} - \frac{1}{125}a_{mc}}^{-16.58} (b_{mc} + 10) dy_S dx_S, \quad (31)$$

$$V_{mc} = \int_{-37.984}^{1.681} (0.23 \cdot x_S - 68.216 + 3.064 \cdot 10^{-3} \times x_S \cdot a_{mc} + 0.166 \cdot a_{mc} + 2.495 \cdot 10^{-2} \cdot x_S^2) dx_S. \quad (32)$$

В результате расчета с использованием зависимости (32) получаем, мм³

$$V_{mc} = 4144. \quad (33)$$

Объем большого цилиндра

$$V_{bc} = \int_{-41.95}^{5.647} \int_{13.9}^{a_{bc}} \int_{-10}^{b_{mc}} dz_S dy_S dx_S, \quad (34)$$

где

$$a_{bc} = \frac{8029}{500} + \frac{1}{125} \cdot (19851639 - 15625 \cdot x_S^2 - 567250 \cdot x_S)^{0.5}. \quad (35)$$

С учетом (35)

$$V_{bc} = \int_{-41.95}^{5.647} \int_{13.9}^{a_{bc}} (b_{mc} + 10) dy_S dx_S, \quad (36)$$

в результате чего получается

$$V_{bc} = \int_{-37.984}^{1.681} (-7.927 \cdot 10^{-2} \cdot x_S + 3.064 \cdot 10^{-3} \cdot x_S \cdot a_{mc} + 0.178 \cdot a_{mc} + 79.65 + 2.495 \cdot 10^{-2} \cdot x_S^2) dx_S. \quad (37)$$

В соответствии с зависимостью (37) получаем, мм³

$$V_{bc} = 8397. \quad (38)$$

При расчете учитывается, что пламя является квазистатическим в каждый момент времени. Зная путь, пройденный фронтом пламени от точки S за определенное время (RPL), и сравнивая его положение относительно определенных точек, выбирается соответствующая формула.

Начиная с 3-го шага, когда пламя выходит за пределы камеры сгорания в головке цилиндров, выполняется проверка на пересечение фронта пламени поверхностью поршня. Алгоритм расчета приведен на рис. 3.

Зависимости, соответствующие алгоритму на рис. 3, приведены ниже.

$$(0) R_{pl} = 0$$

$$V_{PL} = 0. \quad (39)$$

$$(1) SJ \geq R_{pl} > 0$$

$$V_{PL1} = \frac{2}{3} \pi R_{PL}^3. \quad (40)$$

$$(2) SL \geq R_{pl} > SJ$$

$$V_{PL2} = V_{PLPS}. \quad (41)$$

$$(3) SF \geq R_{pl} > SL$$

$$V_{PL3} = V_{PLPS}. \quad (42)$$

$$(4) SN \geq R_{pl} > SF$$

$$V_{PL4} = V_{PLPS} + V_{SEG}. \quad (43)$$

$$(5) SM \geq R_{pl} > SN$$

$$V_{PL5} = V_{PL4} - V_{SEGDKC}. \quad (44)$$

$$(6) SP \geq R_{pl} > SM$$

$$V_{PL6} = V_{PL5} - V_{SEGAIB}. \quad (45)$$

$$(7) SE \geq R_{pl} > SP$$

$$V_{PL7} = V_{KL1} + V_{PS} + V_{MC} + V_{BC}, \quad (46)$$

где V_{KL1} – объем, занимаемый сгоревшей смесью в пределах призмы

$$V_{KL1} = \int_{-16.58}^{13.9} \int_{\sqrt{R_{PL}^2 - 100 - y_S^2}}^{-0.13 \cdot y_S + 40.14} \int_{-10}^{b_{mc}} dz_S dx_S dy_S, \quad (47)$$

$$V_{KL1} = \int_{-16.58}^{13.9} \int_{\sqrt{R_{PL}^2 - 100 - y_S^2}}^{-0.13 \cdot y_S + 40.14} (b_{mc} + 10) dx_S dy_S, \quad (48)$$

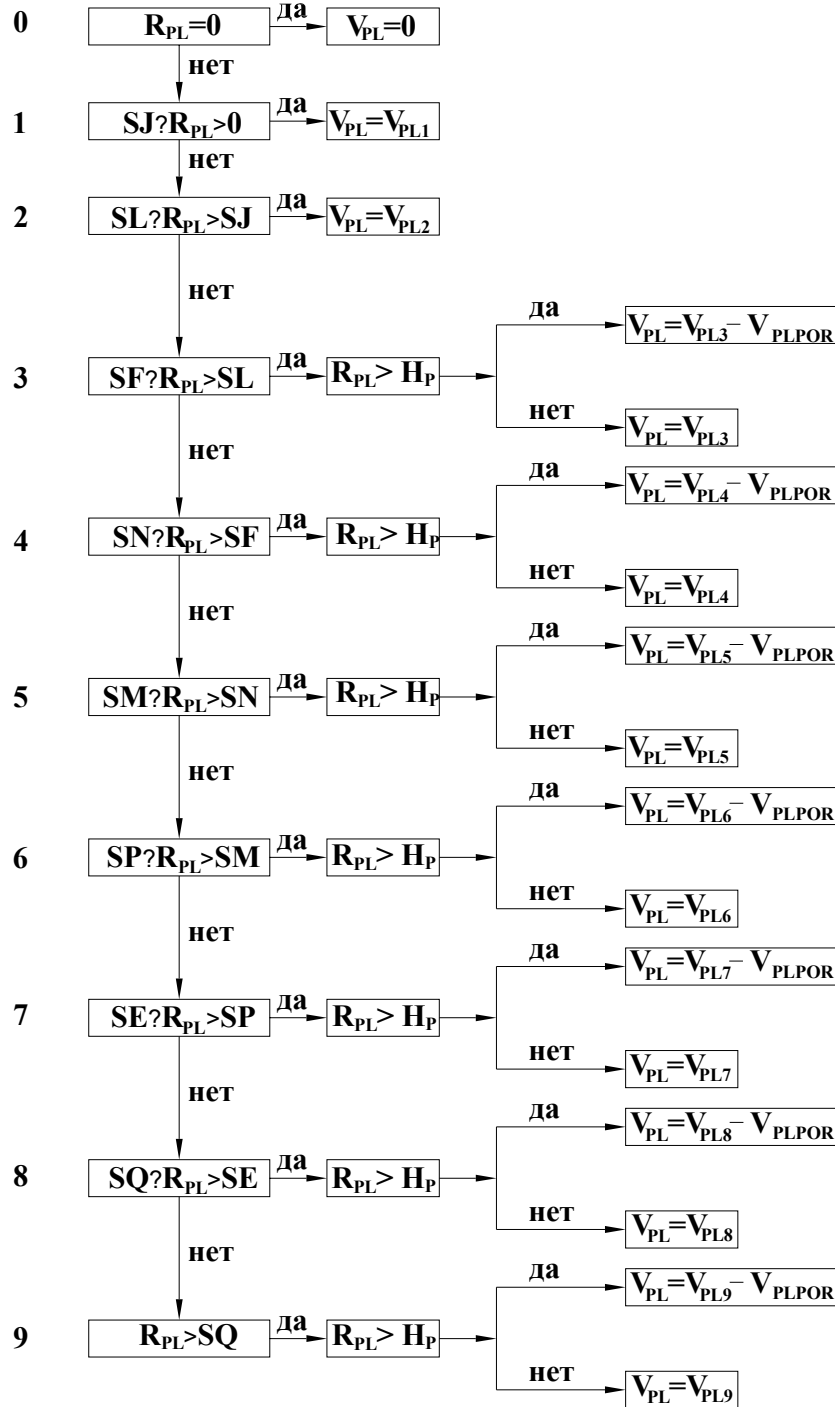


Рисунок 3 – Алгоритм расчета

$$V_{KL1} = \int_{-16.58}^{13.9} (3.685 \cdot 10^4 + 10.736 \cdot \ln [13.9 + (R_{PL}^2 - 293.21)^{0.5}]) \cdot R_{PL}^2 - 1073.65 \cdot \ln [13.9 + (R_{PL}^2 - 293.21)^{0.5}] - 5.852 \cdot R_{PL}^2 ; \quad (49)$$

V_{PS} – объем сгоревшей смеси, ограниченный плоскостью ABC и поверхностью гильзы цилиндра

$$V_{PS} = -2 \cdot \int_{a_{V1}}^{11.84} \int_0^{a_{V2}} \int_{a_{V3}}^{-10} dz_S dy_S dx_S, \quad (50)$$

$$V_{PS} = 2 \cdot \int_{a_{V1}}^{11.84} \int_0^{a_{V2}} (a_{V3} + 10) dy_S dx_S, \quad (51)$$

$$\begin{aligned} V_{PS} = & 2 \cdot \int_{a_{V1}}^{11.84} -15 \cdot a_{V2} + 0.5 \cdot \ln(a_{V2} + 10) - \\ & - 0.5 \cdot \ln(a_{V2} + 10) \cdot x_S^2 - 0.25 \cdot \ln[(R_{PL} - x_S)(R_{PL} + x_S)] \cdot R_{PL}^2 + \\ & + 0.25 \cdot \ln[(R_{PL} - x_S)(R_{PL} + x_S)] \cdot x_S^2; \end{aligned} \quad (52)$$

V_{mc1} – об'єм, займаемый сгоревшей смесью в пределах малого цилиндра

$$V_{mc1} = \int_{a_{V1}}^{1.681} \int_{\frac{-2963}{200} - \frac{1}{125} a_{mc}}^{-16.58} \int_{-10}^{b_{mc}} dz_S dy_S dx_S, \quad (53)$$

$$V_{mc} = \int_{a_{V1}}^{1.681} \int_{\frac{-2963}{200} - \frac{1}{125} a_{mc}}^{-16.58} (b_{mc} + 10) dy_S dx_S, \quad (54)$$

$$\begin{aligned} V_{mc1} = & \int_{a_{V1}}^{1.681} (0.23 \cdot x_S - 68.216 + 3.064 \cdot 10^{-3} \times \\ & \times x_S \cdot a_{mc} + 0.166 \cdot a_{mc} + 2.495 \cdot 10^{-2} \cdot x_S^2) dx_S; \end{aligned} \quad (55)$$

V_{bc1} – об'єм, займаемый сгоревшей смесью в пределах большого цилиндра

$$V_{bc1} = \int_{a_{V1}}^{5.647} \int_{13.9}^{a_{bc}} \int_{-10}^{b_{mc}} dz_S dy_S dx_S, \quad (56)$$

$$V_{bc1} = \int_{a_{V1}}^{5.647} \int_{13.9}^{a_{bc}} (b_{mc} + 10) dy_S dx_S, \quad (57)$$

$$\begin{aligned} V_{bc} = & \int_{a_{V1}}^{1.681} (-7.927 \cdot 10^{-2} \cdot x_S + 3.064 \cdot 10^{-3} \cdot x_S \cdot a_{mc} + \\ & + 0.178 \cdot a_{mc} + 79.65 + 2.495 \cdot 10^{-2} \cdot x_S^2. \end{aligned} \quad (58)$$

$$(8) SQ \geq R_{pl} > SE$$

Сгоревшая смесь полностью заняла объем камеры сгорания, в этом случае

$$V_{PL8} = V_{KL} + V_{PS} + V_{mc} + V_{bc} . \quad (59)$$

(9) $R_{pl} > SQ$

$$V_{PL9} = V_{KL} + V_{PS} + V_{mc} + V_{bc} , \quad (60)$$

где V_{PS2} – объем сгоревшей смеси, ограниченный плоскостью ABC и поверхностью гильзы цилиндра при $R_{pl} > SQ$

$$V_{PS2} = -2 \cdot \int_{63.16}^{11.84} \int_0^{a_{V2}} \int_{a_{V3}}^{-10} dz_S dy_S dx_S , \quad (61)$$

$$V_{PS2} = 2 \cdot \int_{63.16}^{11.84} \int_0^{a_{V2}} (a_{V3} + 10) dy_S dx_S , \quad (62)$$

$$\begin{aligned} V_{PS2} = & 2 \cdot \int_{63.16}^{11.84} -15 \cdot a_{V2} + 0.5 \cdot \ln(a_{V2} + 10) - \\ & - 0.5 \cdot \ln(a_{V2} + 10) \cdot x_S^2 - 0.25 \cdot \ln[(R_{PL} - x_S)(R_{PL} + x_S)] \cdot R_{PL}^2 + \\ & + 0.25 \cdot \ln[(R_{PL} - x_S)(R_{PL} + x_S)] \cdot x_S^2 . \end{aligned} \quad (63)$$

Выводы

1. Разработана методика расчета объемов сгоревшей и несгоревшей смеси в цилиндре газового ДВС 4ГЧ7.5/7.35 в зависимости от положения фронта пламени, позволяющая в дальнейшем оценить влияние формы камеры сгорания на процесс выгорания топлива.

2. В результате расчетов получен объем камеры сгорания в головке цилиндров 24 см³, что соответствует объему, полученному путем проливки камеры сгорания водой.

Список литературы: 1. *Нейман К.* Кинетический анализ процесса сгорания в дизеле. – Сб. монографий из иностранной литературы «Двигатели внутреннего сгорания», Т. IV. – М.: Машгиз, 1938. – С. 118-142. 2. *Гончар Б. М.* Уточнённый способ расчёта и построения индикаторной диаграммы двигателя, Сб. статей «Исследование рабочих процессов в дизелях», ЦНИДИ, 25, Машгиз, 1954. 3. *Вибе И.И.* Новое о рабочем цикле двигателей. – М.: Машгиз, 1962. – 270 с. 4. *Abu-orf G.M., Cant R.S.* A turbulent reaction rate model for premixed turbulent combustion in spark-ignition engines // Combustion and Flame. – № 122. – 2000. – Р. 233-252. 5. *Куценко А.С.* Математическое моделирование и идентификация рабочих процессов ДВС на альтернативных топливах: дис. докт. техн. наук: 05.14.05/Институт проблем машиностроения. – Харьков, 1996. – 321 с.

УДК 621.3.078.001

АЛЕКСАНДРОВ Є.Є., д.т.н., проф., НТУ «ХП»
ЄВТУШЕНКО К.С., НТУ «ХП»
КОНОНЕНКО В.О., НТУ «ХП»

КОМПЛЕКСОВАНА НАВІГАЦІЙНА СИСТЕМА ВСЮДИХІДНОГО АВТОМОБІЛЯ

Рассматривается принцип работы и алгоритмы комплексированной навигационной системы вездеходного автомобиля, представляющей собой объединение автономной и спутниковой навигационных систем.

Вступ. Автомобілі спеціального призначення обладнені навігаційними системами, під якими розуміють сукупність приладів, які встановлені на автомобілі і визначають його місцезнаходження на земній поверхні і напрямок руху. В цьому полягає основна задача навігаційної системи.

Розрізняють два типа навігаційних систем: автономні навігаційні системи (АНС) та супутникові навігаційні системи (СНС). АНС для цілей навігації використовує первинні давачі інформації, які розташовані на об'єкті. Давачами первинної інформації СНС є навігаційні супутники, а на автомобілі встановлена апаратура споживача СНС.

Кожна з систем має свої позитивні якості та недоліки. Комплексована навігаційна система (КНС) одночасно використовує АНС та СНС, що дозволяє виключити недоліки окремих систем і підвищити надійність та ефективність навігаційного забезпечення автомобіля.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Перші АНС автомобілів спеціального призначення були оснащені давачами швидкості, гіроскопічним давачем кута та бортовим обчислювачем [1]. Визначення поточних координат $X(t)$, $Y(t)$ об'єкта відбувалось за формулами:

$$\begin{aligned} X(t) &= X_0 + \int_0^t V(t) \cos \alpha(t) dt; \\ Y(t) &= Y_0 + \int_0^t V(t) \sin \alpha(t) dt. \end{aligned} \quad (1)$$

Перші зразки АНС відповідно до формул (1) виміряли швидкість руху автомобіля $V(t)$, дирекційний кут $\alpha(t)$, обчислювали косинус і синус дирекційного кута та шляхом інтегрування обчислювали координати $X(t)$ та $Y(t)$. Початкову інформацію X_0 , Y_0 , α_0 задавав водій відповідно до якогось орієнтиру, що знаходився у точці 0 (рисунок 1). У подальшому система працювала автономно до зустрічі з наступним орієнтиром у точці 1. Але часто відстань між орієнтиром у точках 0 і 1 може бути досить значна, а накопичувана похибка може бути такою, що автомобіль взагалі не вийде на наступний орієнтир. Крім того, недоліком такого засобу корекції являється необхідність жорсткої прив'язки руху об'єкта до відомих контрольних точок,

які можуть бути зміщені під час бойових дій, можуть бути закриті пилом, туманом, димом, снігом.

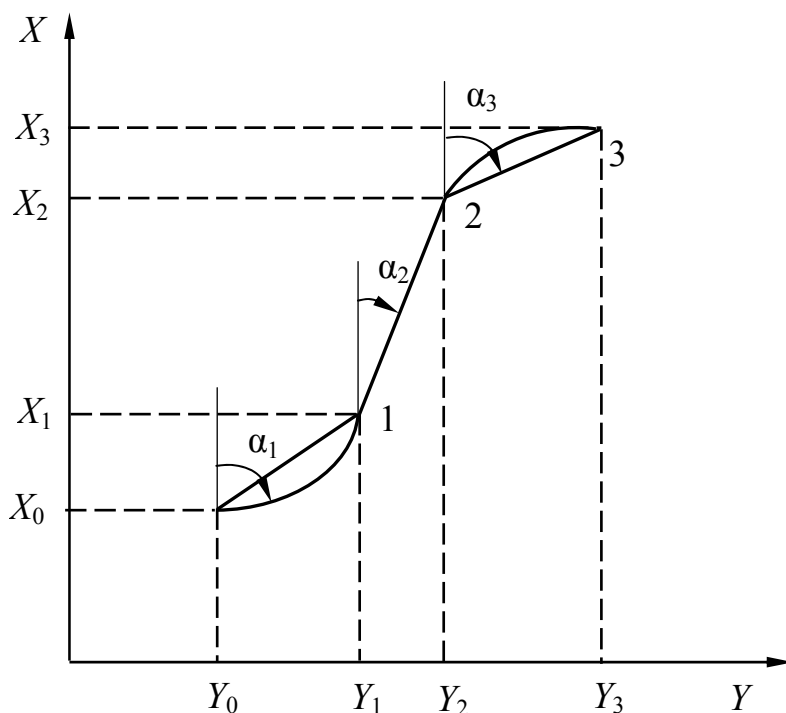


Рисунок 1 – Визначення координат рухомого об'єкту

Функціонально-логічна схема такої АНС показана на рисунку 2.

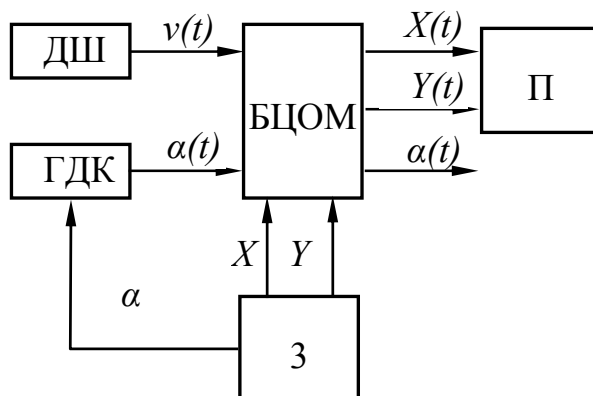


Рисунок 2 – Функціонально-логічна схема розв'язання основної навігаційної задачі: ДШ – давач швидкості;

ГДК – гіроскопічний давач кута; БЦОМ – бортова цифрова обчислювальна машина; П – планшет; 3 – задатчик

В 80-90 роках минулого сторіччя були розроблені та впроваджені СНС GPS (США) та ГЛОНАСС (Росія) [2], [3], [4], на базі яких були створені КНС, до складу яких входила АНС, збудована з допомогою вимірювальних приладів зазначених вище [5], [6]. Розробка та впровадження в виробництво мало розмірних, досить точних

лазерних та оптоволоконних гіроскопів [7], акселерометрів дозволило збудувати АНС на принципах безплатформеної інерціальної навігаційної системи (БІНС) [6], [8], що значно підвищило точність навігаційних визначень як в автономному, так і в комплексному режимах.

Формулювання мети. Розробка метода комплексірування навігаційної інформації, коли до складу АНС входить БІНС.

Алгоритми розв'язання основної навігаційної задачі автономною навігаційною системою.

Набільш ефективними є комплектовані навігаційні системи транспортних засобів, які поєднують у собі автономні і супутникові навігаційні системи. Структурна схема комплексованої навігаційної системи наведена на рисунку 3.

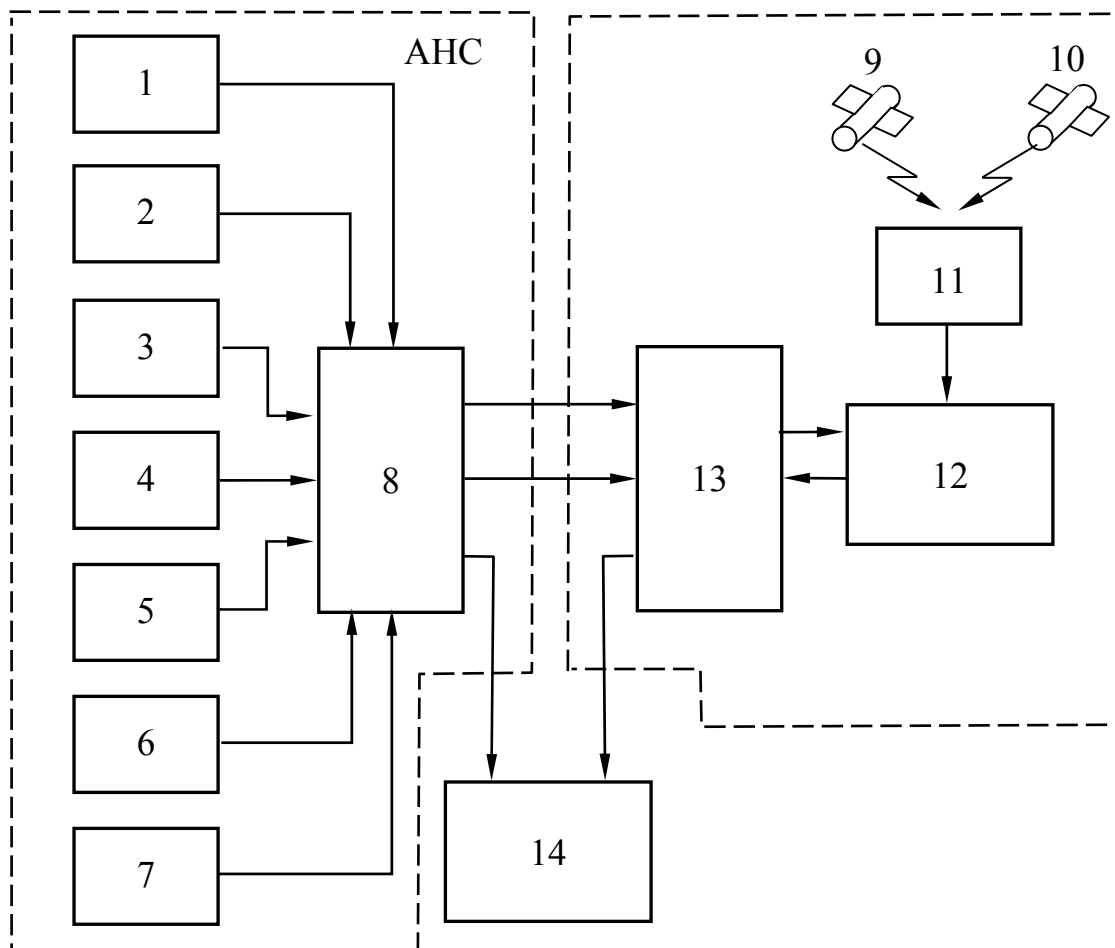


Рисунок 3 – Структурна схема НС: 1,2,3 – давачі кутових швидкостей; 4,5,6 – акселерометри; 7 – давач швидкості; 8 – бортовий обчислювач АНС; 9,10 – навігаційні супутники; 11 – антена; 12 – апаратура споживача СНС; 13 – бортовий обчислювач СНС; 14 – пристрій візуалізації

У бортовому обчислювачі за сигналами від трьох давачів кутової швидкості 1, 2 і 3, які розташовані відносно трьох власних центральних осей інерції підресореної частини автомобіля, обчислюється кутова орієнтація автомобіля. Алгоритм обчислення кутової орієнтації має такий вигляд [8]:

$$\begin{aligned}
 \lambda_0[(n+1)T_a] &= \lambda_0[nT_a] - \frac{T_a}{2} \{ \omega_{xc}[nT_a] \lambda_1[nT_a] + \\
 &+ \omega_{yc}[nT_a] \lambda_2[nT_a] + \omega_{zc}[nT_a] \lambda_3[nT_a] \}, \\
 \lambda_1[(n+1)T_a] &= \lambda_1[nT_a] + \frac{T_a}{2} \{ \omega_{xc}[nT_a] \lambda_0[nT_a] + \\
 &+ \omega_{zc}[nT_a] \lambda_2[nT_a] - \omega_{yc}[nT_a] \lambda_3[nT_a] \}, \\
 \lambda_2[(n+1)T_a] &= \lambda_2[nT_a] + \frac{T_a}{2} \{ \omega_{yc}[nT_a] \lambda_0[nT_a] + \\
 &+ \omega_{xc}[nT_a] \lambda_3[nT_a] - \omega_{zc}[nT_a] \lambda_1[nT_a] \}, \\
 \lambda_3[(n+1)T_a] &= \lambda_3[nT_a] + \frac{T_a}{2} \{ \omega_{zc}[nT_a] \lambda_0[nT_a] + \\
 &+ \omega_{yc}[nT_a] \lambda_1[nT_a] - \omega_{xc}[nT_a] \lambda_2[nT_a] \},
 \end{aligned} \tag{2}$$

де T_a – період дискретної АНС; $\omega_{xc}[nT_a], \omega_{yc}[nT_a], \omega_{zc}[nT_a]$, – решітчасті функції, що відповідають вихідним сигналам давачів 1, 2, 3; $\lambda_0[nT_a], \lambda_1[nT_a], \lambda_2[nT_a], \lambda_3[nT_a]$, – решітчасті функції, що відповідають параметрам Родріга-Гамільтона, які задовольняють умові

$$\lambda_0^2[nT_a] + \lambda_1^2[nT_a] + \lambda_2^2[nT_a] + \lambda_3^2[nT_a] = 1$$

і визначають орієнтацію автомобіля.

З виходів акселерометрів 4, 5 і 6 до бортового обчислювача подаються решітчасті функції $\Delta V_{cx}[nT_a], \Delta V_{cy}[nT_a]$ і $\Delta V_{cz}[nT_a]$, що відповідають проекціям швидкості руху автомобіля на головні центральні вісі інерції підресореної частини, а також решітчаста функція $V_0[nT_a]$, що відповідає швидкості руху автомобіля відносно поздовжньої осі X . Обчислювальний пристрій 8 обчислює проекції миттєвої швидкості автомобіля на осі X і Y за таким алгоритмом [8]:

$$V_y[nT_a] = 2 \{ -\lambda_0[nT_a] \lambda_3[nT_a] + \lambda_2[nT_a] \lambda_1[nT_a] \} V_{cx}[nT_a] +$$

$$\begin{aligned}
 & + \{ \lambda_0^2[nT_a] + \lambda_2^2[nT_a] - \lambda_3^2[nT_a] - \lambda_1^2[nT_a] \} \Delta V_{cy}[nT_a] + \\
 & + 2 \{ \lambda_0[nT_a] \lambda_1[nT_a] + \lambda_2[nT_a] \lambda_3[nT_a] \} \Delta V_{cz}[nT_a]; \\
 V_x[nT_a] = & \{ \lambda_0^2[nT_a] + \lambda_1^2[nT_a] - \lambda_2^2[nT_a] - \lambda_3^2[nT_a] \} V_{cx}[nT_a] + \\
 & + 2 \{ \lambda_0[nT_a] \lambda_3[nT_a] + \lambda_1[nT_a] \lambda_2[nT_a] \} \Delta V_{cy}[nT_a] + \\
 & + 2 \{ -\lambda_0[nT_a] \lambda_2[nT_a] + \lambda_1[nT_a] \lambda_3[nT_a] \} \Delta V_{cz}[nT_a].
 \end{aligned} \tag{3}$$

У (3) прийнято позначення

$$V_{cx}[nT_a] = V_{0x}[nT_a] + \Delta V_{cx}[nT_a]$$

Місцезнаходження транспортного засобу за допомогою АНС обчислюється за формулами

$$\begin{aligned}
 X[nT_a] &= X[(n-1)T_a] + \frac{T_a}{2} (V_x[nT_a] + V_x[(n-1)T_a]); \\
 Y[nT_a] &= Y[(n-1)T_a] + \frac{T_a}{2} (V_y[nT_a] + V_y[(n-1)T_a]).
 \end{aligned} \tag{4}$$

Якщо $t = 0$, то

$$\begin{aligned}
 X[(n-1)T_a] &= X_0; \quad Y[(n-1)T_a] = Y_0; \quad V_{cx}[nT_a] = \\
 &= V_{cx}[(n-1)T_a] = V_0,
 \end{aligned}$$

де X_0 , Y_0 , V_0 – початкові установки, задані водієм, або отримані від апаратури споживачів СНС.

Тоді формули (1) можуть бути записані у дискретному вигляді

$$\begin{aligned}
 X[nT_a] &= X_0 + \frac{T_a}{2} \sum_{i=1}^n (V_x[iT_a] + V_x[(i-1)T_a]), \\
 Y[nT_a] &= Y_0 + \frac{T_a}{2} \sum_{i=1}^n (V_y[iT_a] + V_y[(i-1)T_a]).
 \end{aligned}$$

Алгоритм (2), (3), (4), що реалізується бортовим обчислювачем 8, дозволяє уникнути використання коштовних гіроскопічних давачів кута, гіроплатформ і використовувати лише гіроскопічні здавачі кутових швидкостей і акселерометри, які складають БНС.

Застосування супутникової навігаційної системи для корекції розв'язання основної навігаційної задачі.

Супутникові навігаційні системи визначають навігаційні параметри за допомогою навігаційних супутників, радіопередавачі яких безперервно випромінюють сигнали у напрямку Землі. Ці сигнали приймаються антеною 11 апаратури споживача СНС 12, що встановлена на рухомому об'єкті, координати якого необхідно визначити.

У навколосезному просторі розгорнута мережа навігаційних супутників у кількості 26 одиниць (21 – основних і 5 – запасних), які обертаються на 6 орбітах з періодом 11 годин 58 хвилин. На борту кожного супутника розміщені:

- приймально-передавальна апаратура;
- сонячні батареї;
- двигуни корекції орбіти;
- бортові обчислювачі.

В апаратурі споживачів (приймачі) СНС вимірюється час розповсюдження сигналу від супутників і обчислюється віддаль «супутник-приймач».

Оскільки для визначення положення точки необхідно знати три координати, то у приймачі повинні бути виміри віддалі до трьох різних супутників.

На практиці у вимірюваннях часу завжди присутня помилка, яка обумовлена незбігом шкал часу супутника і приймача. Для визначення поправки годинника приймача необхідно виконати вимірювання віддалень до чотирьох супутників. Таким чином, для виконання необхідних навігаційних визначень необхідно забезпечити постійну видимість як мінімум чотирьох навігаційних супутників (рис 4). Точність визначення місцезнаходження об'єкта тим вище, чим більше об'єм фігури $OC_1C_2C_3C_4$, який залежить від висоти орбіти кожного супутника, кількості супутників і відстані супутників один від одного. Звичайно в будь-якій точці земної поверхні в будь-який момент часу спостерігаються від 5 до 12 супутників.

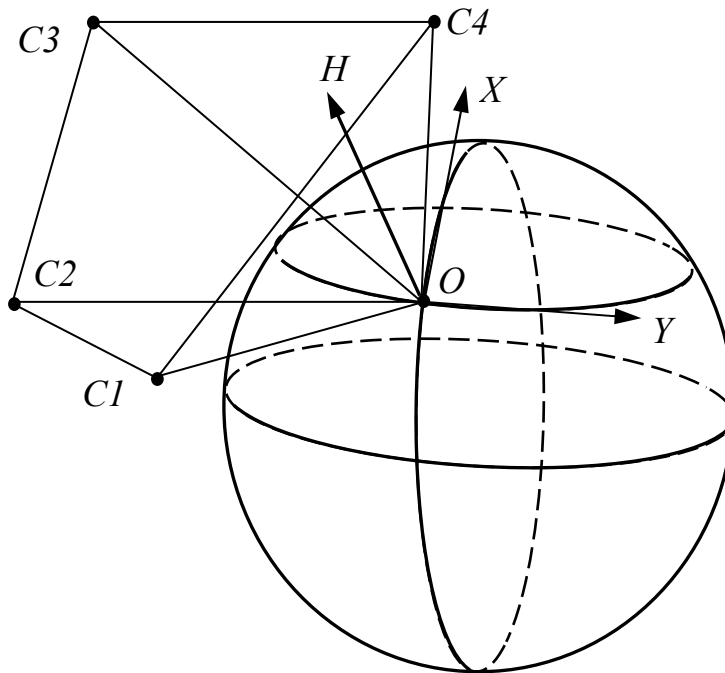


Рисунок 4 – До принципу роботи СНС

Якщо період дискретності АНС знаходиться в межах $0,02 \text{ с} \leq T_a \leq 0,05 \text{ с}$, то період дискретності СНС знаходиться в межах $1 \leq T_c \leq 10 \text{ с}$.

Апаратура споживачів СНС обчислює координати об'єкта на місцевості $X[mT_c], Y[mT_c]$, а також прогноз середньоквадратичної похибки (СКП) вимірюваних лінійних координат об'єкта $G_f[mT_c]$.

Якщо згладжена фільтром величина СКП $G_f[mT_c]$ менше заданої $G_{зад}$, тобто

$$G_f[mT_c] < G_{зад}, \quad (5)$$

то обчисленим в АНС координатам $X[nT_a], Y[nT_a]$ з періодом T_c присвоюються значення координат, які знаходять від апаратури СНС:

$$X[nT_a] = X[mT_c],$$

$$Y[nT_a] = Y[mT_c],$$

якщо $n \cdot N = m$, де $N = \frac{T_c}{T_a}$.

Якщо прогнозована величина СКП $G_f[mT_a] > G_{зад}$, то система комплексування навігаційної інформації переходить у автономний режим навігації до моменту, коли знову виконається нерівність (5).

Описаний алгоритм функціонування інтегрованої навігаційної системи на прикладі координати $X[nT_a]$ пояснюється рисунком 5.

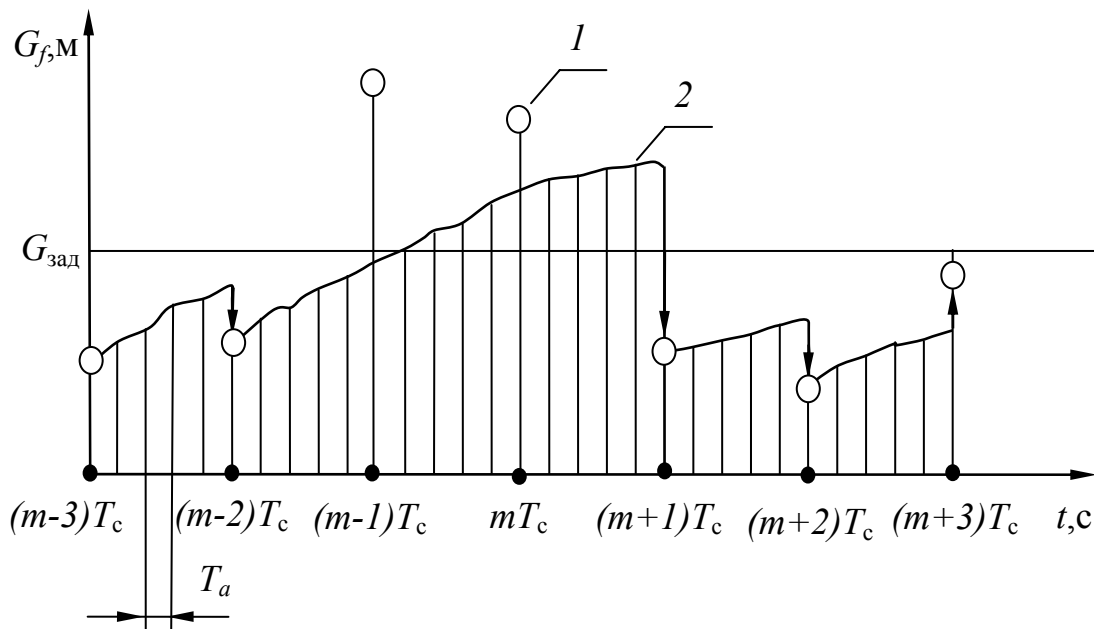


Рисунок 5 – Зміна координати $X[nT_a]$ в режимі комплексування навігаційної інформації. 1 – $G_f[mT_c]$; 2 – $X[nT_a]$

Висновки

- АНС у своїй більшості не в змозі забезпечити з необхідною точністю розв'язання основної навігаційної задачі внаслідок накопиченню похибки визначення координат і курсу автомобіля з часом;
- СНС забезпечують високу точність навігаційного забезпечення автомобіля, але стають непрацездатними в умовах затінення сигналів супутників і в умовах зриву зв'язку із супутниками;
- одночасне використання АНС і СНС дозволяє виключити недоліки окремих систем і підвищити надійність та ефективність навігаційного забезпечення автомобіля.

Список літератури: 1. *Корнеев В.В.* Основы автоматики и танковые автоматические системы. – М.: АБТВ, 1976.–546с. 2. *Харисов В.Н., Петров А.И., Болдин В.А.* Глобальная спутниковая радионавигационная система ГЛОНАС.–М.: ИПРЖР, 1999.–85с. 3. Аппаратура радионавигационная глобальной навигационной спутниковой системы и глобальной системы позиционирования.–М.: ГОСТ Р 51794–2001. 4. *Марков С.* Принципы использования GPS. – Киев: КНУСА, <http://www.geomatica.Kiev.ua/training/Data Capture/GPS/Chapter 100.html>. 5. *Збруцький О.В., Богун Ю.В.* Навігація наземного об'єкта за допомогою інтегрованої системи // Космічна наука і технологія. – 2001. – №1. – С.45-50. 6. *O.J. Woodman.* An introduction to inertial navigation.-United Kingdom: Ttchnical Report, Uniov. of Cambrige.-2007.-№696. 7. *Голяев Ю., Исаев А., Колбас Ю.* Гирокомпас на основе лазерного гироскопа с магнитооптическим управлением // Электроника: Наука, Технология, Бизнес.– 2006.–№8.–С.66. 8. *Бранец В.Н., Шмыглевский И.П.* Применение кватернионов в задачах ориентации твердого тела. – М.: Наука, 1973. – 320с. 9. *Кононенко В.А.* Разработка алгоритмов интегрированной навигационной системы вездеходной колесной машины //Механіка та машинобудування. – 2007.– №1. – С.107-112.

УДК 519.816

АНДРОСЕНКО В.В., ас., НТУ „ХПІ”

РОЗРОБКА РАЦІОНАЛЬНОЇ СТРУКТУРИ СИСТЕМ ПІДТРИМКИ ПРИЙНЯТТЯ РІШЕНЬ ДЛЯ ОПЕРАТОРІВ ТРАНСПОРТНО – ЕКСПЕДИЦІЙНИХ ПІДПРИЄМСТВ

Розроблено раціональну структуру системи підтримки прийняття управлінських рішень для операторів транспортно – експедиційних підприємств. Розглянуто основні етапи її формування з урахуванням вартісної складової процесу впровадження. Сформовано критерій доцільності використання системи на окремому транспортно-експедиційному підприємстві.

Вступ. Лавиноподібний розвиток в Україні ринку транспортних послуг вимагає від експедиторів неухильного виконання принципів логістики та розвитку власних інформаційних систем. Крім того вихід на міжнародний ринок значно підвищує рівень вимог до якості надання послуг.

Поступово, переймаючи іноземний досвід, українські експедитори роблять спроби формування раціональних інформаційних систем. Серед них значне місце посідають системи підтримки прийняття управлінських рішень (СППУР). Використання цих систем дозволить операторам транспортно-експедиційних підприємств (ТЕП) підвищити ефективність управлінських рішень та виключити вірогідність людської помилки при їх прийнятті. Крім того, СППУР дозволять вирішувати доволі складні задачі в достатньо короткий термін.

Метою даного дослідження є розробка принципів формування раціональної структури СППУР. Дослідження також повинно включати етапи впровадження СППУР, описання їх елементів та структури.

Актуальність проблеми дослідження. Традиційно ефективність інформаційного забезпечення транспортно-експедиційної діяльності (ТЕД) підприємств пов'язувалась з використанням інформаційно-пошукових систем (ІПС) [1, 2] та баз даних [3]. Однак практика експлуатації таких систем довела їх недостатню ефективність. Це обумовлено тим, що функції ІПС обмежені лише збором та належним представленням зібраної інформації. Надання вихідної інформації в необхідному обсязі та вигляді, безумовно, має важливу роль для ТЕП, однак для рішення багатьох технологічних та управлінських задач цього виявилось недостатньо.

В [1, 2] було зауважено, що сучасні інформаційні технології, такі, наприклад, як СППУР та експертні системи забезпечують можливість для ефективного аналізу техніко-економічних проектів, моделювання процесів, підготовки та представлення результатів для наступного прийняття рішень.

Сучасні СППУР мають ряд суттєвих недоліків. Серед них необхідно виділити наступні:

- Разовий та недостатньо ефективний блок експертного опиту. Для його формування використовуються значно спрощені або застарілі методи рангових кореляцій;
- Статистичні бази даних. Для управління ними майже не використовуються сучасні методи та системи.
- СППУР зазвичай мають спрощену та чітку структуру, яка майже не залежить від цілей та задач ТЕП.

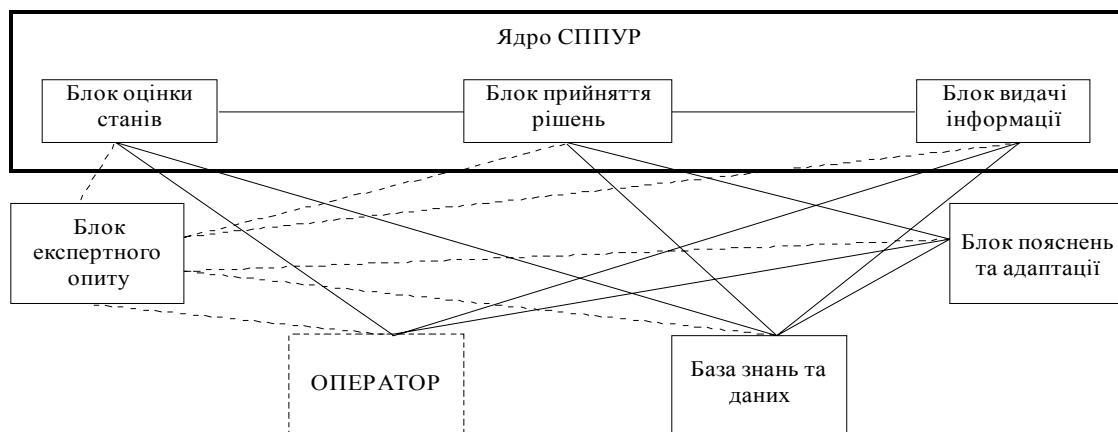
- СППУР спираються на набір незмінних еталонних описів станів об'єкту управління в вигляді нечітких ситуацій (нечітких множин другого рівня на множині ознак). Однак відомо високу лабільність цілей та задач ТЕП.

Розробка раціональної структури СППУР дозволить зменшити розмір початкових вкладень у їх впровадження та майже виключити вірогідність нераціонального використання інформаційних потужностей ТЕП. Дослідження дозволить також визначити основні етапи формування та впровадження СППУР.

Рішення задачі. При формуванні структури СППУР дослідник повинен спиратися на основні цілі і задачі відповідного ТЕП. Обмеження по структурі СППУР повинні носити характер обмежень по грошовим вкладенням у проект. Використання більш складної структури буде вимагати від замовника значно більших вкладень у реалізацію проекту.

Багаторічні дослідження дозволили визначити необхідні елементи (блоки) СППУР [4]: оператор; блок експертного опиту (БЕО); блок пояснень та адаптації (БПА); база знань та даних (БД); блок оцінки станів системи (БОС); блок прийняття рішень (БПР); блок видачі інформації (БВІ).

Побудова класичної СППУР та повні пояснення щодо її елементів дозволить виділити слабкі ланки в її роботі та надати суттєвих рекомендацій щодо її удосконалення. Елементи СППУР та їх взаємозв'язки наведено на рисунку 1.



Умовні позначення:

- Постійні зв'язки між елементами СППУР;
- Зв'язки між блоками на етапі проектування;

Рисунок 1 – Класична структура систем підтримки прийняття управлінських рішень

Класичні СППУР складаються з шести основних блоків:

1. БЕО призначено для генерації та налаштування БОС, БПР та заповнення БД.
2. БД створюється для збереження, переробки та представлення у належному вигляді введених за допомогою БЕО даних.
3. БОС оцінює стан системи на даний момент та надає порівняльну інформацію для БПР.
4. БПР виконує аналіз інформації БОС та за допомогою нечітких співвідношень (графів) здійснює вибір необхідної еталонної рекомендації.
5. БВІ здійснює видачу у належному вигляді інформації оператору СППУР.
6. Додатковим є БПА. Ціллю даного блоку є приведення за запитом користувача «мотивів» того чи іншого рішення.

Недоліком наданої структури є відсутність блоку аналізу результатів отриманих рішень (БАРОР). В процесі експлуатації СППУР було також виявлено необхідність

побудови зворотного зв'язку між БАРОР та БЕО. БАРОР повинен також включати модулі кількісного та якісного аналізу. Модуль якісного аналізу дозволить відстежувати фактори, які впливають на інтегральний показник якості послуг ТЕП та надасть оператору рекомендації щодо його підвищення.

Важливо також звернути увагу і на те, що в класичній структурі після завантаження БД БЕО відключається або зовсім видаляється. Наступні корегуючі зміни оператор виконує лише користуючись власним досвідом або необхідністю. Цей недолік можна усунути шляхом підключення БЕО в паралельному режимі аналізу результатів. При суттєвих відмінностях результатів, наданих БАРОР та еталонних даних БД БЕО виконує запит оператору на дозвіл проведення корегуючих змін БД, проводить пояснення причин цих змін та в разі дозволу виконує часткову зміну БД.

Структура СППУР повинна бути чітко підпорядкована задачам та цілям ТЕП. В разі застосування СППУР для вирішення оператором ТЕП простих задач використання максимально повної структури призведе до збільшення витрат на її функціонування отже значне зменшення її ефективності. Застосування навмисно спрощеної структури СППУР для вирішення складних задач призведе до отримання оператором неякісних порад – отже і до неякісних корегуючих впливів.

Проаналізувавши наведені вище вимоги було створено необхідну структуру СППУР для операторів ТЕП (рис. 2).

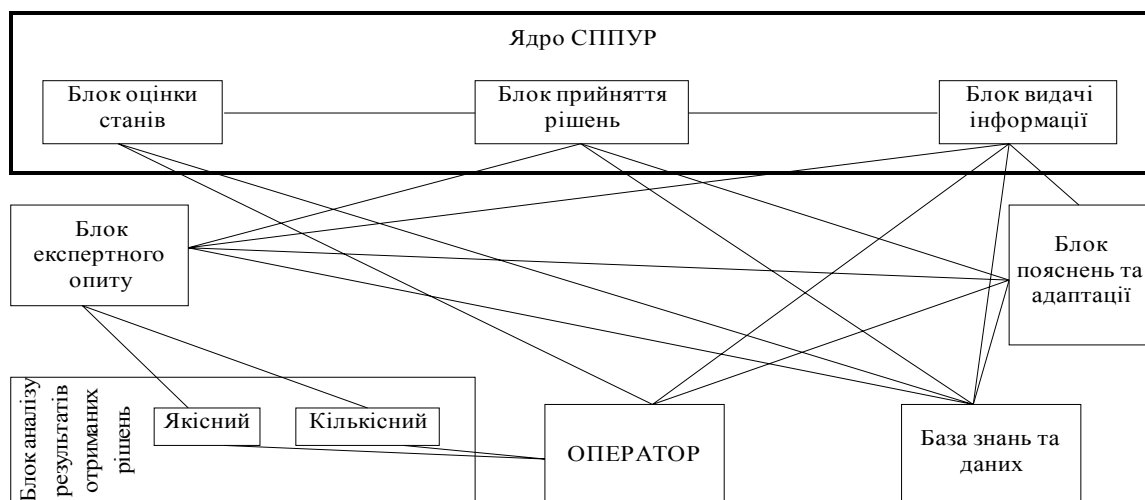


Рисунок 2 – Скоригована та оновлена структура СППУР

На відміну від класичної структури БЕО не відключається від системи. Отримуючи інформацію від двох паралельних модулів БАРОР (якісного та кількісного) БЕО може виконувати корегуючі впливи на БПР, БВІ, БПА, та головним чином на БД. Залишається лише додати, що оператор не може виконувати зміни БЕО, а лише надавати йому необхідну інформацію.

В результаті проведеного дослідження було виявлено наступні етапи впровадження СППУР:

1. Обґрунтування необхідності використання СППУР на заданому ТЕП. На цьому етапі перевіряється потреба в використанні систем та визначається можливе коло користувачів.
2. Визначається комплекс технічних та технологічних задач для вирішення яких будуть використані системи. Виконується цілеспрямований перебір всіх задач, для вирішення яких може бути використано СППУР та відкидаються задачі, вирішення яких вже отримано за допомогою сторонніх програмних продуктів.
3. Розраховується сума коштів на впровадження системи. Залежність має наступний вигляд

$$S_{\text{заг}} = S_{\text{поч}} + \sum_{i=1}^m S_{\text{міс}}^a + \sum_{i=1}^n S_{\text{н.о.}} \quad (1)$$

де $S_{\text{заг}}$ – загальна сума коштів на впровадження, грн;

$S_{\text{поч}}$ – початкові внески на закупівлю програмного забезпечення та додаткових інформаційних потужностей, грн;

$S_{\text{міс}}^a$ – місячні витрати на амортизацію нового інформаційного обладнання, грн;

$S_{\text{н.о.}}$ – місячні витрати на заплановане оновлення БД через анкетний опит, грн;

m – кількість місяців у проекті, міс.;

n – кількість запланованих оновлень за проект, од.

4. Знаходимо значення економічного ефекту від впровадження систем за допомогою наступної залежності

$$E = E_{\text{пер}} + E_{\text{доп}} + E_{\text{як}} + E_{\text{ном}} + E_{\text{нс}} \quad (2)$$

де E – сумарний ефекти від впровадження системи, грн.;

$E_{\text{пер}}$ – ефект від зменшення необхідної кількості управлінського персоналу, грн;

$E_{\text{доп}}$ – ефект від вибору більш раціонального засобу доставки, грн;

$E_{\text{як}}$ – ефект від збільшення кількості заявок за рахунок підвищення рівня якості обслуговування, грн;

$E_{\text{ном}}$ – ефект від зменшення кількості операторних помилок, грн;

$E_{\text{нс}}$ – ефект від зменшення псування вантажів за рахунок якісного вибору рухомого складу, грн.

5. Остаточна перевірка доцільності використання СППУР. При $S_{\text{заг}} < E$ може бути прийнятий позитивний висновок по проекту. Відповідно при $S_{\text{заг}} > E$ проект повинен бути відхилений або переглянутий. У другому варіанті проект розробляється з другого етапу. Виконується зменшення задач, для рішення яких буде використана СППУР разом зі зменшенням суми коштів на впровадження.

Висновки

В результаті дослідження було розроблено раціональну структуру системи підтримки прийняття рішень та визначено п'ять основних етапів її впровадження. Вперше до структури було додано двомодульний блок аналізу (БАРОР). Це дозволило змінити структуру бази даних зі статистичної на динамічну. На відміну від класичної системи скорегована не відключає блок експертного опиту (БЕО) після закінчення формування. На основі інформації БАРОР блок допомагає оператору виконувати оперативне оновлення БД.

Список літератури: 1. *Миротин Л.Б.* Логистка. – М., «Юрист», 2002. – 409 с. 2. *Смехов А.А.* Основы транспортной логистики (учеб. для ВУЗов железнодорожного транспорта) // М.: Транспорт, 1995. – 197 с. 3. *Кутах А.П. Ревенко В.Л.* Новые информационные технологии – решающий фактор повышения управляемости перевозочным процессом на железнодорожном транспорте // Вісник СНУ, 2002. – С. 7 – 17. 4. *Мелихов А.Н., Коровин С.Я., Берштейн Л.С.* Ситуационные советующие системы с нечеткой логикой. М.: Наука, 1990. – 272 с.

УДК 621.833.6

СЕЛЕВИЧ С. Г., ас., НТУ «ХПІ»

ВЫБОР КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ЭЛЕМЕНТА САУ ПРОЦЕССОМ ТОРМОЖЕНИЯ

Отримано експериментальне підтвердження можливості осциляційної модуляції тиску, а також визначені раціональні конструктивні параметри виконавчого елементу.

Введение. Стоимость комплекта АБС по укрупненным оценкам для серийно выпускаемых АБС превышает 5% стоимости всего транспортного средства для большей части базовых комплектаций микро и некоторых моделей малолитражных автомобилей, которые в условиях мирового кризиса и постоянного роста цен на топливо становятся основным средством передвижения в Украине.

Анализ последних достижений и публикаций. Дороговизна комплекта АБС во многом обусловлена наличием в составе исполнительного элемента (ИЭ – модулятора давления) подкачивающего насоса или шагового двигателя [1]. Стоимость модулятора давления превышает 75% стоимости всей системы.

Совершенствование способа регулирования давления в рабочем тормозном цилиндре (РТЦ), предложенное [1] и запатентованное [2] авторами, позволяет, с одной стороны снизить стоимость ИЭ до уровня 100-120 у.е., чего вполне достаточно для установки на большинство базовых моделей автомобилей второго и первого классов, эксплуатируемых в Украине, и, с другой стороны повысить надежность системы в целом, исключив из конструкции ИЭ ряд элементов. Открытым остается вопрос выбора рациональных конструктивных параметров ИЭ, обеспечивающих его функционирование.

Цель и постановка задачи. Целью данной работы является: экспериментальное подтверждение принципиально возможности осцилляционной модуляции давления [1] а также определение рациональных конструктивных параметров ИЭ.

Экспериментальное подтверждение возможности осцилляционной модуляции. Для выполнения лабораторных испытаний была создана рабочая группа, в состав которой, помимо автора, вошло ГНПП «Объединение Коммунар», на базе которого был изготовлен лабораторный образец четырехканального ИЭ конструкции [1]. Были выдвинуты следующие цели эксперимента: экспериментальное подтверждение работоспособности предлагаемого способа регулирования давления в РТЦ; определение величины перетечек тормозной жидкости по плунжерной паре при наличии перепада давления между ГТЦ и РТЦ в течении времени, необходимого для торможения при $\varphi_{x\max} = 0,15$; определение необходимой мощности электромагнита.

Испытания проводились на специально разработанном макете участка тормозной системы, схема которого изображена на см. рис 1а. В ходе испытаний была выполнена общая проверка работоспособности каждой плунжерной пары в отдельности, для чего под торцом плунжера со стороны ГТЦ создавалось давление в 10 МПа и по показанию датчика 9 контролировалась величина установившегося давления в РТЦ. Далее на катушку ЭМ подавалось напряжение и по показанию датчика давления фиксировалось наличие и величина перепада давления. В таком положении усилием ЭМ плунжер удерживался в течении времени, необходимого для снижения скорости автомобиля до 5 км/ч со скорости 90 км/ч. Для наиболее

неблагоприятного дорожного покрытия ($\varphi_{X,MAX} = 0,15$) эта величина составляет $t_T \approx 15$ с. После чего повторно фиксировалась величина давления в РТЦ. Фрагменты осциллограммы представлены на рис. 1б.

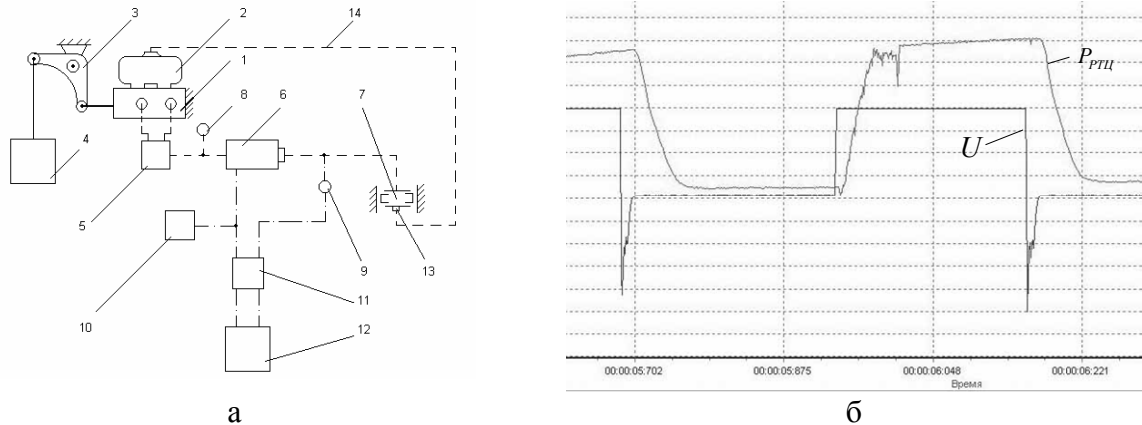


Рисунок 1 – Схема лабораторной установки (а): 1 - главный тормозной цилиндр; 2 - расширительный бачок; 3 - нагрузочный рычаг; 4 - груз; 5 - тройник; 6 - один канал регулирования (остальные заглушены); 7 - рабочий тормозной цилиндр; 8 - манометр; 9 - датчик давления; 10 - генератор импульсов; 11 - блок аналого-цифровых преобразователей; 12 – компьютер. Фрагмент осциллограммы изменения давления в РТЦ (б)

В ходе анализа осциллограмм было установлено:

- регулирование скважности управляющего сигнала позволяет управлять величиной среднего давления в РТЦ, что служит подтверждением принципиальной работоспособности конструкции;
- разность между величинами перепада давления сразу после подачи напряжения на катушку ЭМ и по истечении времени $t_T = 15$ с не превышает 5% от абсолютной величины перепада давления, что дает возможность сделать вывод об удовлетворительной величине перетечек тормозной жидкости между полостями РТЦ и ГТЦ в статическом режиме;
- абсолютная величина перепада давления ΔP под воздействием ЭМ составляет 2,3 МПа, чего в случае экстренного торможения на льду недостаточно для предотвращения блокировки колеса. Исключая наличие воздуха в тормозной жидкости, что обеспечивалось многократной прокачкой участка тормозной системы и фактом создания давления в РТЦ при движении плунжера под воздействием давления в ГТЦ, недостаточный перепад давления можно связать лишь с выравниванием сил, действующих на плунжер (см. рис. 2):

$$C_{ЭМ} \frac{i^2}{\delta^2} = \frac{\pi^2 d_{пл}^4 E}{16V} x, \quad (1)$$

где $C_{ЭМ}$ - постоянный коэффициент, являющийся функцией большого числа конструктивных параметров электромагнита, среди которых превалирующую роль играют: число витков обмотки электромагнита, диэлектрическая проницаемость материала в зазоре (тормозная жидкость), площадь поперечного сечения зазора и др., i - ток в обмотке электромагнита; $d_{пл}$ - диаметр плунжера; E - приведенный объемный модуль упругости отсеченного объема тормозного привода; V - отсеченный объем.

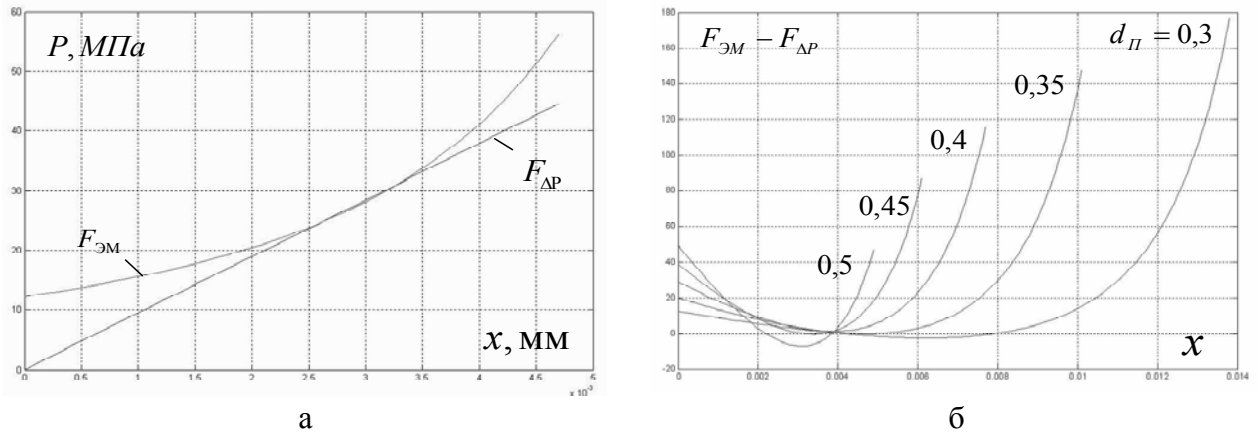


Рисунок 2 – Выравнивание сил, действующих на плунжер (а) и результаты оптимизации (б)

Наличие точки пересечения (см. рис.2) свидетельствует о недостаточной мощности ЭМ, не позволяющей реализовать сброс давления в РТЦ до нуля. Авторами была решена оптимизационная задача определения минимально необходимой мощности электромагнита, выраженной с помощью коэффициента $C_{\text{ЭМ}}$, при условии обеспечения положительной разности

$$(F_{\text{ЭМ}} - F_{\Delta P}) > 0, \quad (2)$$

где $F_{\text{ЭМ}}$ - сила создаваемая ЭМ, $F_{\Delta P}$ - сила обусловленная перепадом давления для любого $x \in (0..x_{\text{max}})$. При этом варьировалась величина диаметра плунжера $d_{\text{пл}}$ во всем конструктивно возможном диапазоне [3..10] мм с шагом 0,5 мм. На рис. 2б представлены графики изменения величины $F_{\text{ЭМ}} - F_{\Delta P}$ по ходу плунжера для различных значений $d_{\text{пл}}$ и величины $C_{\text{ЭМ}} = 9,5 * C_{\text{ЭМ,ЭКСП}}$.

По результатам оптимизации вычислена минимально необходимая мощность ЭМ $C_{\text{ЭМ}} = 8,5 * C_{\text{ЭМ,ЭКСП}}$ соответствующая $d_{\text{пл}} = 3.5$ или 4 мм. Это подтверждает правильность выбора $d_{\text{пл}} = 3,5$ мм для опытного образца. Необходимого увеличения мощности ЭМ можно достичь рядом способов, среди которых могут быть: уменьшение минимального зазора между сердечником и статором электромагнита δ_0 , увеличение числа витков обмотки, увеличение питающего напряжения и др.

Выводы

В результате обработки данных численного и натурального экспериментов было установлено, что предложенный способ модуляции и его конструктивная реализация являются пригодными для использования в ИЭ САУ торможением при условии увеличения мощности ЭМ.

Список литературы: 1. Гецович Е.М., Селевич С.Г., Мартынец Т.В. Совершенствование способа модуляции давления в гидравлическом тормозном приводе // Вестник НТУ «ХПИ» «Автомобиле- и тракторостроение», 2006. - №6. 2. Патент Украины № 87689, МКВ В60Т 8/00 «Модулятор тиску в гідравлічному гальмівному приводі» / Гецович Є.М., Селевич С.Г., Мартинець Т.А. Заявлено 29.12.06, опубліковано 10.07.08. Бюл. №13.

УДК 519.217.1

КЛИМЕНКО Т.А., ст. преп., НТУ «ХПИ»

АНАЛИЗ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ СПРОСА, КАК КЛЮЧЕВОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ ПРОЦЕССА УПРАВЛЕНИЯ ЗАПАСАМИ

У статті висвітлено класичний підхід до обробки випадкових процесів, до яких належить процес попиту на запасні частини до автомобілів та тракторів на підприємствах автосервісної галузі. Виявлені недоліки, які заважають якісно визначити реальну потребу в товарі та розрахувати раціональний розмір запасу. Обґрунтована актуальність подальших досліджень у цьому напрямку.

Введение и анализ публикаций. Любое предприятие автосервисной отрасли при определении размера запаса запасных частей на первом этапе определяет потребность в нем, анализируя предыдущий спрос за определенный период на данный товар. Это касается и автотранспортных предприятий (АТП), которые рассчитывают необходимый запас для осуществления текущего ремонта своего автомобильного парка, станций технического обслуживания (СТО) или организаций, занимающихся оптовой и розничной торговлей запасными частями к автомобилям. Актуальность качественной оценки спроса обусловлена характерной для автосервисной отрасли нестабильностью входящего потока заявок на ремонт и обслуживание автомобилей в силу большого количества случайных факторов, влияющих на формирование спроса и, как следствие, отражающихся на определении величины запасов предприятия.

В работе известного специалиста в логистической теории управления запасами, Стерлиговой А.Н. [1] указывается, что прогнозирование будущего потребления запаса основывается на двух принципиально различных подходах: количественном и качественном. Количественный подход строится на основе временных рядов, накопленной за прошлые периоды времени статистики потребления; либо на основе статистических данных изменения фактической величины спроса. Качественный же подход опирается на экспертные оценки специалистов (не затрагивая в данной статье этот подход, отметим его актуальность в условиях глобального кризиса, когда вся накопленная до него статистическая информация о потреблении товаров резко утрачивает свою ценность).

В этой же работе [1] приводится методология анализа временных рядов, на основе которого можно строить прогнозы на последующие периоды, при которой в спросе выделяют такие составляющие:

1. Относительно равномерный спрос;
2. Сезонная потребность;
3. Тенденции изменения спроса;
4. Циклические колебания спроса;
5. Наличие эффекта стимулирования продаж;
6. Случайные факторы колебания спроса.

В качестве основного инструментария прогнозирования предлагается использовать известные методы, такие как: метод по взвешенной скользящей средней, метод экспоненциального сглаживания и т.д. Сам процесс прогнозирования потребности в запасе, предлагается проводить в несколько этапов:

1. Фильтрация значений ряда;
2. Выбор уравнения тренда;
3. Прогнозирование объема потребления;

4. Оценка точности прогноза.

После выполнения данных этапов и определяют требуемое количество запаса, который далее подставляется в формулу Уилсона, чтобы определить оптимальный размер заказа, который бы учитывал издержки предприятия на его создание и управление им. Стоит отметить, также, что формула Уилсона не раз подвергалась критике [2,3] за ее допущение о равномерном спросе на товар и ряде других.

В связи с этим возникает закономерный вопрос о совместимости таких действий. Однако в работе [4] впервые был предложен критерий управления запасами, в котором рациональный размер определялся исходя из прибыли предприятия от продажи товара, где спрос на товар влиял одновременно на чистую прибыль и издержки, получая в итоге необходимый критерий – среднюю чистую прибыль предприятия. Тем не менее, качественный анализ спроса, является базой для определения рационального размера заказа, и в данной работе будут рассмотрены основные методы оценки спроса, применяемые в логистической теории управления запасами.

Основной материал. Очевидно, что в процессе управления запасами достоверная оценка реальных данных о спросе на товар является отправной точкой всех последующих действий. В ходе такой оценки должны быть получены необходимые аналитические выражения для плотностей распределения на различные товары. Сам процесс спроса представляет собой дискретно заданный нестационарный случайный процесс. Нестационарный характер этого процесса определяется совместным влиянием большого числа разнообразных факторов, уровень воздействия которых на величину спроса меняется во времени (сезон, день недели, цена товара, наличие товаров-заместителей, погодные условия и т.п.).

В анализе публикаций был приведен общепринятый алгоритм оценки и обработки спроса в теории управления запасами, однако, более классический и строгий подход к решению этой задачи основан на так называемой теореме разложения П.Леви [5], в которой доказано, что любой случайный процесс с независимыми приращениями может быть представлен в виде суперпозиции трёх независимых процессов: детерминированного, описывающего тренд процесса; случайного с независимыми скачками; случайного непрерывного процесса. В соответствии с этим получение аналитического описания наблюдаемого случайного процесса осуществляется в следующей естественной последовательности:

- обнаружение и выделение выбросов;
- обнаружение и выделение тренда;
- выделение случайной составляющей;
- проверка отсутствия автокорреляции остатков;
- оценивание параметров плотности распределения случайных отклонений значений наблюдаемого процесса от описываемого моделью.

Остановимся на методах, применяемых для решения вышеперечисленных задач анализа случайного процесса спроса.

Обнаружение выбросов производится простым путем выбора максимальных значений процесса в наблюдаемые моменты времени, после чего определяют среднее значение из оставшихся значений процесса и среднеквадратическое отклонение. После чего, с помощью инструментов статистики и таблицы распределения Стьюдента определяются и исключаются выбросы. Такая процедура необходима для адекватного описания тренда процесса.

К распространенным методам выделения полиномиальной составляющей тренда можно отнести линейную однофакторную регрессию и метод наименьших квадратов (МНК). Для этих целей удобно использовать матричную запись, предложенную в работе [6]. Такие методы дают удовлетворительные результаты на коротких интервалах наблюдения. Однако, к недостаткам можно отнести то, что МНК очень просто реализуется только для линейных зависимостей и нелинейных функций, приводимых к линейному виду. Очевидно, что реальный процесс спроса не соответствует данным требованиям, что не допускает корректного определения его полиномиальной трендовой составляющей.

В связи с тем, что зависимости

$$y(t) = a_0 + a_1 t + a_2 t^2 + \dots + a_d t^d \quad (1)$$

между переменными, которые формируют внутри модели и задаются извне, могут быть более сложными – распространено использование полиномиальной регрессии, как инструмента выделения трендовой составляющей, в ходе проведения которой произвольная функция $y(t)$ (то есть анализируемый спрос) может быть представлена в виде разложения в ряд по системе базисных функций (после введения в регрессионную модель системы ортонормированных функций, для предотвращения многократного пересчитывания параметров модели в связи с изменением структуры самой модели).

Само разложение может быть выполнено несколькими методами, например – разложение по полиномиальному базису, которым могут являться полиномы Лежандра, Чебышева, Лагерра или Эрмита (естественно, перед этим применив к ним процедуру ортогонализации, например – Грама-Шмидта).

В любом из разложений сначала выбирают базис разложения функции, а потом оценивают и изучают случайный процесс, что на наш взгляд является не совсем верным. В подтверждение этого, можно привести разные результаты, полученные при разложении процесса по различным базисам, что свидетельствует о невозможности качественного сравнения их между собой.

После выделения полиномиальной составляющей тренда, из случайного процесса выделяют волновую составляющую путем разложения в ряд Фурье. Однако, представление детерминированной составляющей процесса с использованием полиномиальной аппроксимации в сочетании с разложением в ряд Фурье является малоэффективным для функций с локальными особенностями. Эти особенности в задаче описания спроса реально возникают в связи с нерегулярностью явления спроса в разные периоды времени (месяцы, недели, дни недели). В то же время базисные функции ряда Фурье – гладкие и строго периодические функции.

В связи с этим такие функции (в условиях ограниченного числа членов ряда) в принципе не способны удовлетворительно описать произвольные функции с явно выраженной нестационарностью. Локальные особенности реальных процессов (короткие всплески или провалы, разрывы и ступеньки и т.д.) ведут при использовании Фурье-анализа к появлению в спектре высших гармоник с малой амплитудой. На наш взгляд, это является достаточно серьезной проблемой при анализе процесса спроса, которая не дает возможности качественно аппроксимировать данный процесс.

После выделения полиномиальной и волновой составляющей тренда случайного процесса переходят к обнаружению автокорреляции случайных остатков в отклонениях

реальных наблюдений от выделенных детерминированных составляющих (например, с использованием критерия Дарбина-Уотсона).

Следующим шагом является выделение из наблюдаемого процесса спроса случайных остатков (случайной составляющей), которые остаются после выделения полиномиальной и волновой составляющей и представляют собой дискретно заданный стохастический процесс. Заключительным этапом аналитического описания процесса спроса является статистический анализ результатов обработки наблюдений.

Конечным результатом краткого рассмотрения существующей методики аналитического процесса спроса, можно считать два ключевых замечания: то, что при выделении полиномиальной составляющей тренда разложение начинают с выбора базиса разложения и последующего анализа случайного процесса, а не наоборот – выбора базиса разложения на основании случайного процесса, что позволило бы точнее описать его; и второе – то, что волновую составляющую тренда получают путем разложения в ряд Фурье, которое предполагает, что исследуемый процесс периодичен, что на самом деле не является достоверным.

Выводы

Таким образом, можно говорить о существовании методологии анализа случайных процессов, которая не имеет подходящих инструментов решения при работе с покупательским спросом. В связи с этим представляется актуальным применение новых методов, позволяющих качественно анализировать процесс спроса, которые были бы лишены недостатков, перечисленных в данной статье.

Список литературы: 1. *Стерлигова А.Н.* Управление запасами в цепях поставок – М.: Инфра-М, 2008. – 430с. 2. *Лукинский В.С.* - Модели и методы теории логистики - изд-во «Питер», 2003г. 3. *Стерлигова А.Н.* О сугубой практичности формулы Уилсона// - Логистик&система, № 4, 2003. 4. *Серая О.В., Клименко Т.А., Самородов В.Б.* Выбор критерия оптимизации задачи управления многономенклатурными запасами // – Вестник ХНАДУ, №45, стр.31-34, 2009. 5. *Levy P.* Sur le integrates les elements sout des variables allatoires independents.- Tun.Sc.Norm.Sup.Pusa, 1934,2 – p.337 – 366. 6. *Раскин Л.Г.* Анализ сложных систем и элементы теории оптимального управления/ Л.Г. Раскин. – Советское радио, 1976 – с.137.

УДК 629.017

СЕРГИЕНКО А.Н., асп., НТУ «ХПИ»

МИТРОПАН Д.М., к.т.н., проф., НТУ «ХПИ»

СЕРГИЕНКО Н.Е., к.т.н., доц., НТУ «ХПИ»

АВРАМЕНКО А.Н., к.т.н., НТУ «ХПИ»

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ СЦЕПЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ НА СТАБИЛЬНОСТЬ ХАРАКТЕРИСТИК

У статті представлено дослідження впливу теплової навантаженості, конструкції натискного диска двохпоточного дискового зчеплення автомобіля на стабільність характеристик.

Введение. В приводах трансмиссии и технологического оборудования на большинстве тяговых машин применялись до настоящего времени 2-х поточные муфты сцепления, а на грузовых автомобилях – 2-х дисковые сцепления. В настоящее время на автомобилях находят широкое применение 2-х поточных сцеплений, обеспечивающих передачу крутящего момента от двигателя поочередно к двум ведомым валам коробки перемены передач. Конструкция привода управления такого автомобильного сцепления за счет перемещения промежуточного диска или двух нажимных дисков обеспечивает поочередное включение в работу то одной, то другой его фрикционной поверхности трения. Такая конструкция сцепления существенно увеличивает тепловую нагруженность среднего диска, что сказывается на стабильности коэффициента трения фрикционных пар, степени неравномерности распределения удельного давления, износе и др.

Анализ последних достижений и публикаций. Проведенный анализ публикаций показал [1, 4 и др.], что температура фрикционных элементов, а особенно 2-х поточных и 2-х дисковых сцеплений существенно влияет на величину коэффициента трения, распределение удельного давления по поверхности трения, на устойчивость формы дисков. Как следствие, в эксплуатации это сказывается на стабильности характеристик сцепления, а также износостойкости пар трения. В этом направлении постоянно велись исследования, к примеру, в работе [5] выполнялся анализ устойчивости дисков фрикционных механизмов при воздействии температурных полей. Некоторые авторы [6 и др.] моделируют процесс работы сцепления автомобиля и приходят к выводу, что возможно без учета влияния температуры, изменения удельного давления и других параметров, выбрать оптимальные конструктивные параметры при проектировании сцепления. На наш взгляд, такого рода упрощения не позволяют учесть ряд факторов, которые существенно могут повлиять на стабильность характеристик сцепления, а методика исследования исключает исследование влияния условий работы и параметров элементов сцепления, работающих в различных условиях, на изменение характеристик.

Цель и постановка задачи исследования – уточнение методики исследования влияния тепловой нагруженности нажимного диска сцепления автомобиля и влияние конструктивного исполнения промежуточного диска на стабильность характеристик.

Для уточнения методики исследования влияния тепловой нагруженности элементов сцепления на характеристики сцепления разработаны этапы решения задачи (см. рис. 1), которые включают разработку конструкции элемента сцепления,

определение и дискретизация расчетной области, определение граничных условий задачи теплопроводности и ее решение. Далее результаты решения задаем как одними из составляющих исходных данных задачи определения механической нагруженности выбранного элемента сцепления. После этого решается комплексная задача определение изменения параметров элемента сцепления при воздействии механических и тепловых нагрузок. На основании полученных результатов дается оценка стабильности параметров сцепления и разрабатываются предложения по выбору рациональных его конструктивных параметров.

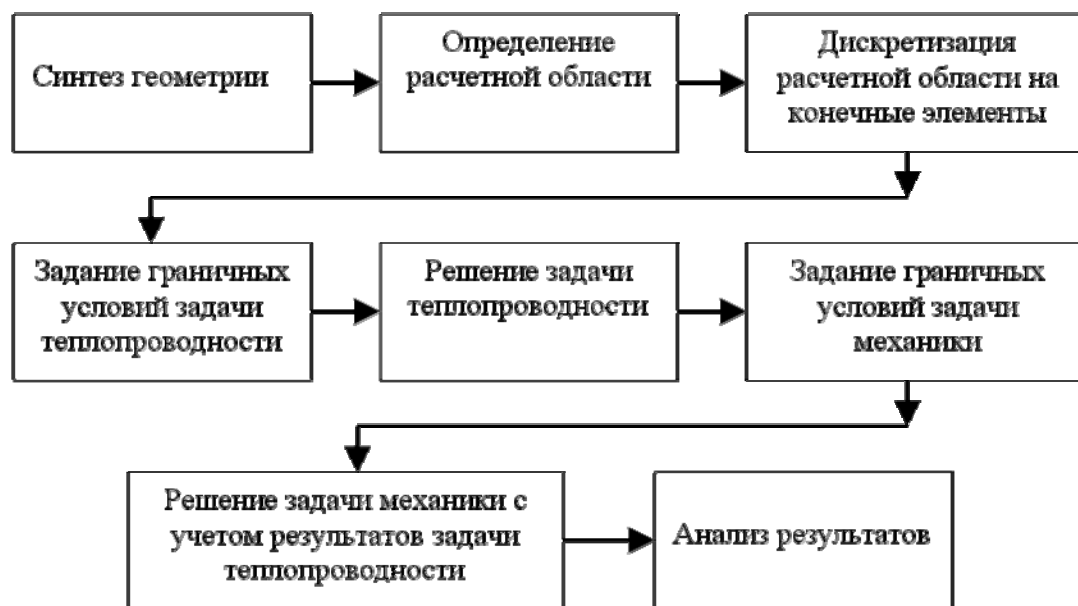


Рисунок 1 – Структурная схема этапов прохождения задачи

Для расчета температурного поля детали использовалось известное уравнение теплопроводности в виде

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_x \frac{\partial t}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_y \frac{\partial t}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_z \frac{\partial t}{\partial z} \right) + Rt + Q = 0, \quad (1)$$

$$t|_{S_t} = t_0, \quad (2)$$

$$q|_{S_q} = - \left(\lambda_x \frac{\partial t}{\partial x} n_x + \lambda_y \frac{\partial t}{\partial y} n_y + \lambda_z \frac{\partial t}{\partial z} n_z \right), \quad (3)$$

$$\alpha(t - t_{cp})|_{S_\alpha} = - \left(\lambda_x \frac{\partial t}{\partial x} n_x + \lambda_y \frac{\partial t}{\partial y} n_y + \lambda_z \frac{\partial t}{\partial z} n_z \right), \quad (4)$$

где t – температура поверхности детали;

Q – внутренний источник теплоты;

R – внутренний источник теплоты, пропорциональный температуре;

α – коэффициент теплоотдачи на поверхности S_α ;

t_{cp} – температура среды;

$\lambda_x, \lambda_y, \lambda_z$ – коэффициенты теплопроводности в направлении осей анизотропии, для изотропного материала $\lambda_x = \lambda_y = \lambda_z$;

n_x, n_y, n_z – управляющие косинусы внешней нормали;

q – тепловой поток на поверхности S_t .

Граничные условия (ГУ) (4) соответствуют теплообмену с внешней средой по закону Ньютона.

Для случая ГУ 3-го рода и отсутствия внутренних источников теплоты решение находим путем минимизации соответствующего функционала

$$\Phi(t) = \frac{1}{2} \iiint_V \left(\lambda_x \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)^2 + \lambda_y \left(\frac{\partial t}{\partial y} \right)^2 + \lambda_z \left(\frac{\partial t}{\partial z} \right)^2 \right) dv + \frac{1}{2} \iint_S \alpha (t - t_{cep}) t dS \rightarrow \min. \quad (5)$$

Постановка задачи в напряжениях и деформациях в программном комплексе рассматривается следующим образом

$$\sigma = D \cdot \varepsilon_0, \quad (6)$$

где σ – вектор напряжения;

ε_0 – вектор деформаций;

D – матрица жесткости;

$$\varepsilon_x = \alpha_x \Delta T + \frac{\sigma_x}{E_x} - \frac{\mu_{xy} \sigma_y}{E_x} - \frac{\mu_{xz} \sigma_z}{E_x} \quad (7)$$

$$\varepsilon_y = \alpha_y \Delta T - \frac{\mu_{xy} \sigma_x}{E_x} + \frac{\sigma_y}{E_y} - \frac{\mu_{yz} \sigma_z}{E_y}, \quad (8)$$

$$\varepsilon_z = \alpha_z \Delta T - \frac{\mu_{xz} \sigma_x}{E_x} - \frac{\mu_{yz} \sigma_y}{E_y} + \frac{\sigma_z}{E_z}, \quad (9)$$

где $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ – деформации в направлении осей x, y, z;

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ – напряжения в направлении осей x, y, z;

ε_{xy} – деформации сдвига в направлении плоскости xy;

σ_{xy} – напряжения сдвига в плоскости xy;

G_{xy}, G_{yz}, G_{xz} – модули сдвига соответственно в плоскостях xy, yz, xz.

Как ранее указывалось конструктивное исполнение двухпоточного сцепления потребовало установку нажимного диска муфты сцепления в замкнутом объеме, связанного с маховиком двигателя. Это приводит к снижению теплоотдачи от фрикционных пар трения. Улучшение теплоотдачи возможно достичь различными способами. Возможными вариантами решения этой задачи является изменение конструкции маховика, нажимного диска или ввода дополнительных устройств для теплоотвода.

На кафедре «Автомобиле- и тракторостроения» НТУ «ХПИ» разработана оригинальная двухпоточная конструкция сцепления, обеспечивающая выполнение функционального назначения при существенном снижении энергозатрат на работу и управление. Применение такого варианта конструкции потребовало исследование нажимного диска, как наиболее нагруженного элемента конструкции сцепления, влияющего на характеристики сцепления. Учитывая вышеизложенное, были разработаны для исследования варианты конструкции цельного нажимного диска – рис. 2 а), диска с осевыми отверстиями рис. 2 б) и радиальными отверстиями рис. 2 в).

В качестве объекта исследования было выбрано сцепление для грузового автомобиля КраЗ. В исходных данных при выполнении исследований принималась температура окружающей среды 22°C (вариант 1), 60°C (вариант 2). Максимальная температура поверхности трения диска задавалась соответственно 180°C и 400°C. Температура внутри диска и в выполненных каналах подвода воздуха выбиралась соответственно больше указанных начальных условий. Другие теплофизические и механические характеристики задавались для материала диска – чугуна. Далее определялась температура на противоположной стороне диска. Ее величина существенно влияет на коэффициент трения, пиковые значения давления поверхности трения. В работе [1] экспериментально было установлено, что до температуры порядка 180°C наблюдается определенный рост коэффициента трения, после превышения указанной величины имеются тенденции для исследованных фрикционных материалов значительного падения показателя. Возникает предположение, что при интенсивном разгоне автомобиля с двухпоточным сцеплением начальная температура на поверхности трения будет существенно выше принимаемой в расчетах. Некоторые данные граничных условий приведены в табл. 1.

Следуя алгоритму, выполнена дискретизация расчетной области (см. рис. 3 – 5).

Таблица 1 – Исходные параметры диска

Показатель	Вариант исполнения диска		
	цельный	с осевыми отверстиями	с радиальными отверстиями
1. Температура нагрева поверхности трения, °C			
– максимальная	180	177,57	175,53
– минимальная	174,826	172,88	171,64
2. Масса, кг	33,285	31,907	26,515
3. Объем, м ³	4,24·10 ⁻³	4,0646·10 ⁻³	3,3777·10 ⁻³
4. Геометрические размеры, мм:			
– диаметр наружный	424		
– диаметр внутренний	212		
5. Площадь поверхности трения, м ²	0,111582	0,1069	0,111582
6. Коэффициент теплопередачи, Вт/м ² ·°C	100	100	100
7. Температура окружающей среды, °C:			
– вариант 1	22		
– вариант 2	60		
8. Температура окружающего воздуха на:			
– внутренней цилиндрической поверхности, °C	70	70	70
– наружной цилиндрической поверхности, °C	60	60	60

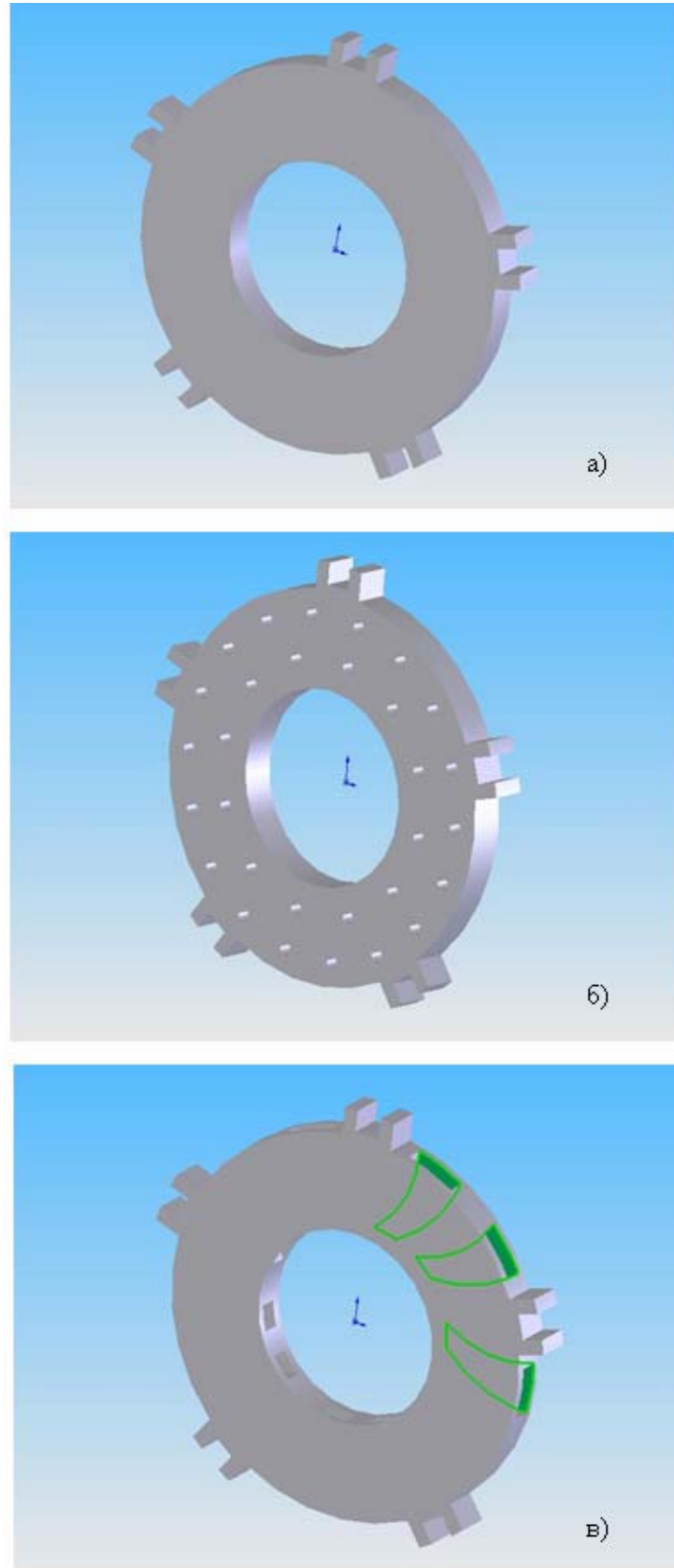


Рисунок 2 – Варианты исполнения нажимного диска:
а) цельный; б) с осевыми отверстиями;
в) с радиальными отверстиями

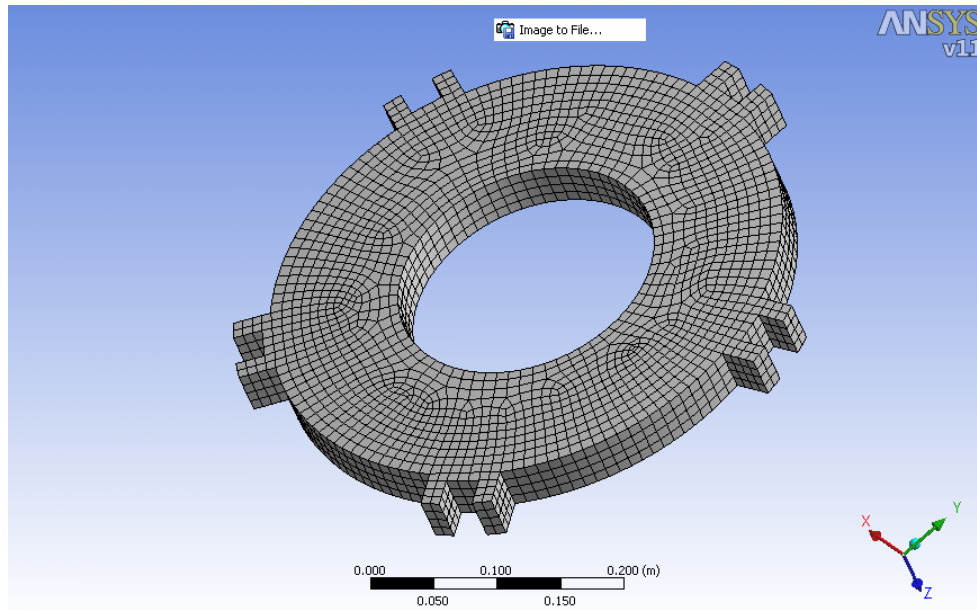


Рисунок 3 – Цельный нажимной диск после разбивки методом конечных элементов

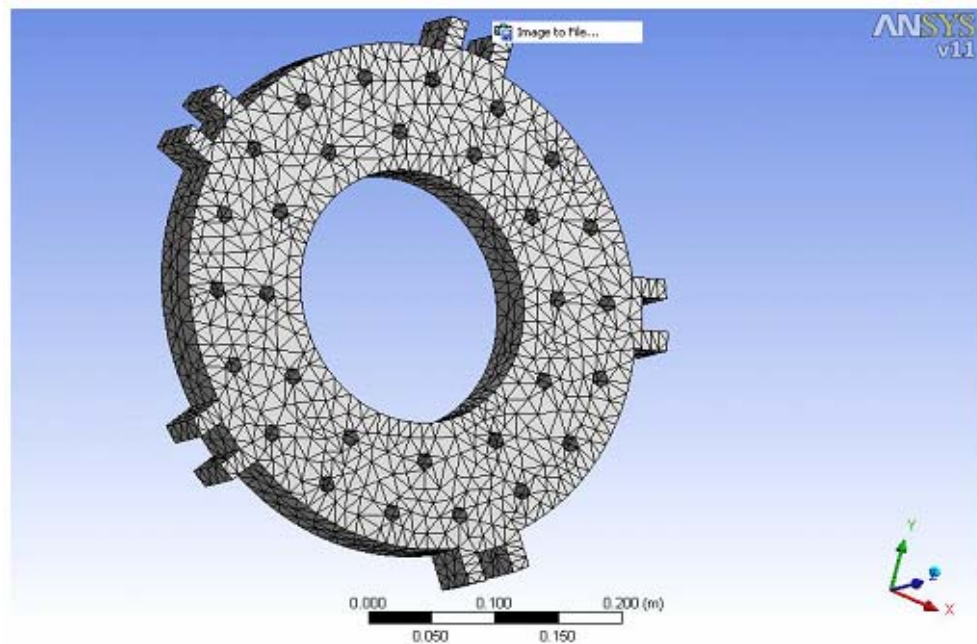


Рисунок 4 – Нажимной диск с осевыми отверстиями после разбивки методом конечных элементов

Для оценки тепловой и механической нагруженности использовалась программа ANSYS Workbench, которая позволяет оценить показатели каждого диска при равных условиях теплового и механического воздействий.

Для варианта цельного диска тепловая нагруженность показана на рис. 6. Максимальная и минимальная температура на поверхности составляет 180°C и $174,826^{\circ}\text{C}$. Практически более 50 % поверхности трения имеет максимальную температуру.

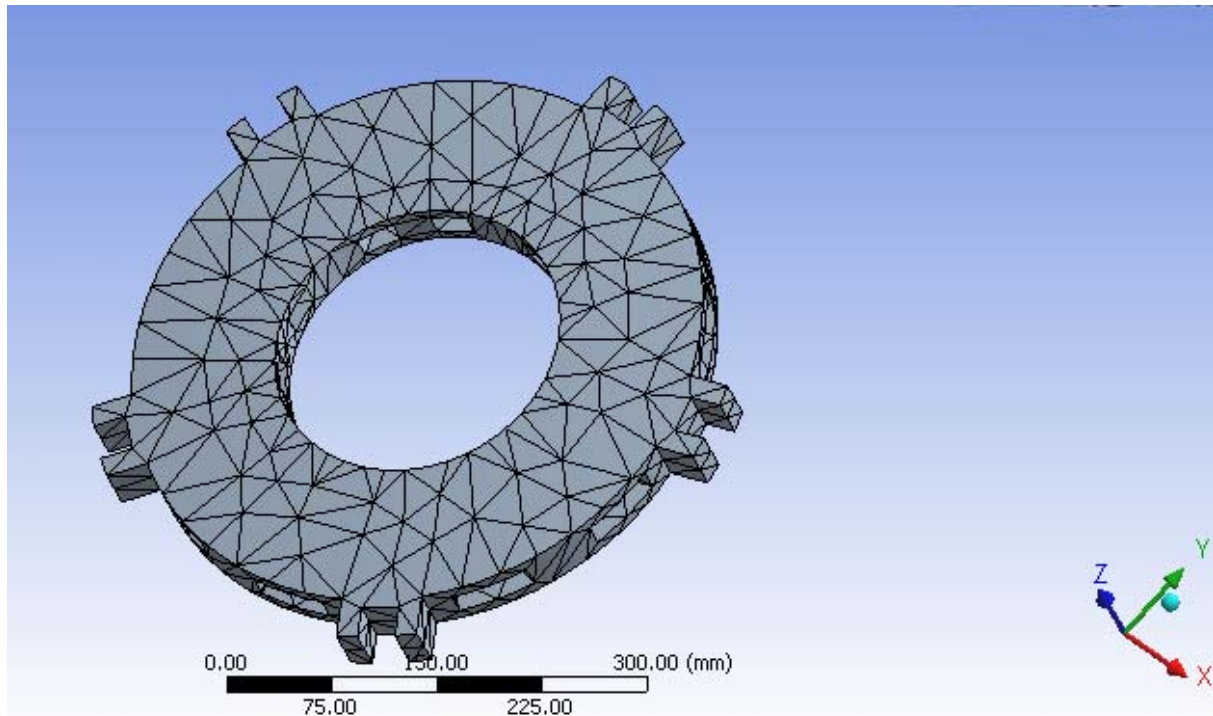


Рисунок 5 – Нажимной диск с радиальными отверстиями после разбивки методом конечных элементов

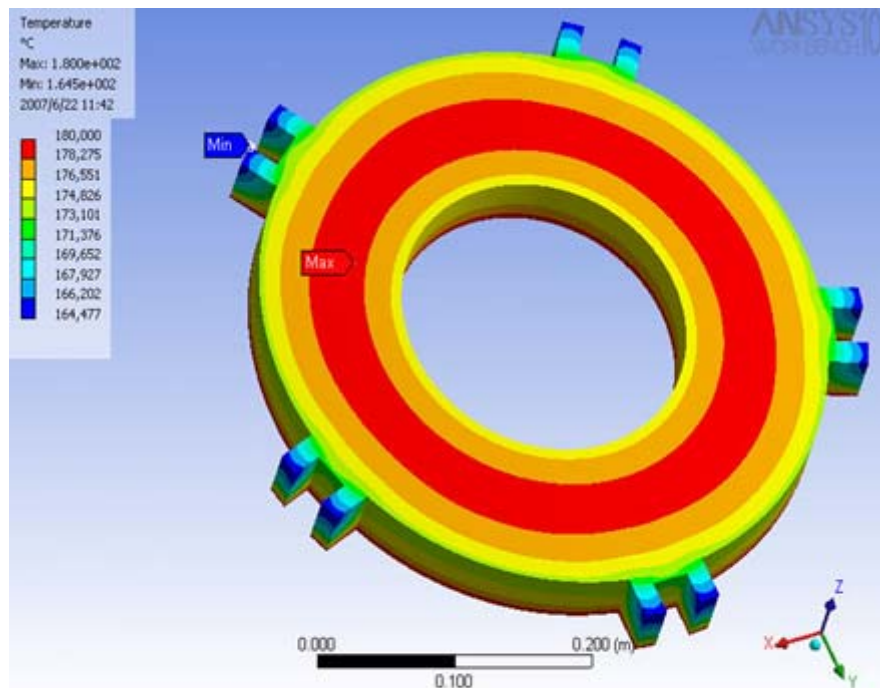


Рисунок 6 – Температурное поле цельного нажимного диска

Вариант нажимного диска с осевыми отверстиями имеет иное температурное поле (см. рис. 7). Значение максимальной температуры по поверхности диска

составляет от 177,57°C до 172,88°C, а минимальной в пределах 174°C. При этом наблюдается общее уменьшение температуры поверхности и площади диска с максимальной температурой порядка 5 %.

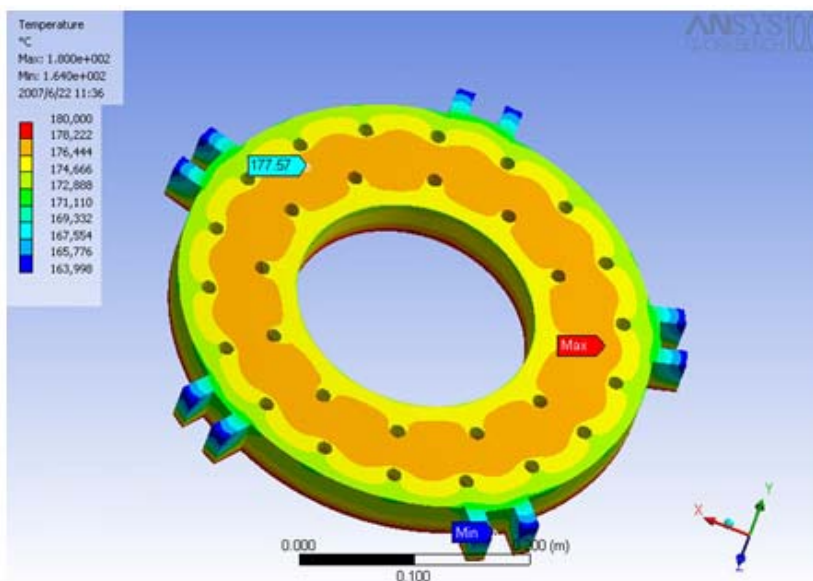


Рисунок 7 – Температурного поля диска с осевыми отверстиями

Вариант нажимного диска с радиальными отверстиями имеет наименьшую среднюю температуру, а ее распределение по рассматриваемой поверхности диска – большую неравномерность (см. рис. 8). Значение максимальной температуры в отдельных зонах составляет от 175,53°C до 171,64°C и минимальной от 155°C до 165°C.

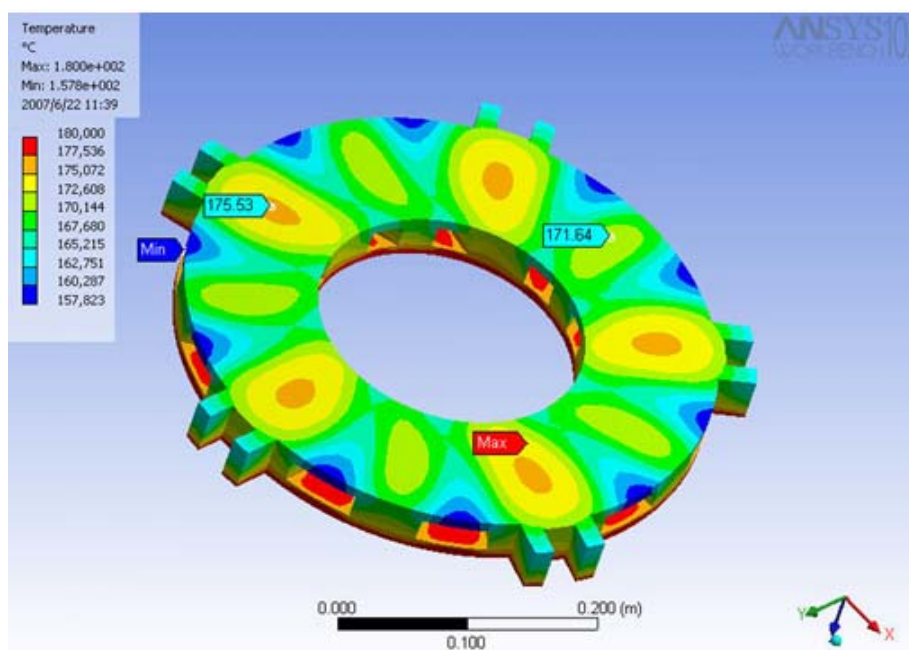


Рисунок 8 – Изменение температурного поля нажимного диска с радиальными отверстиями

Площадь поверхности диска имеющей максимальную температуру снижена более чем в 10 раз. Распределение температуры по толщине диска приведено на рис. 9.

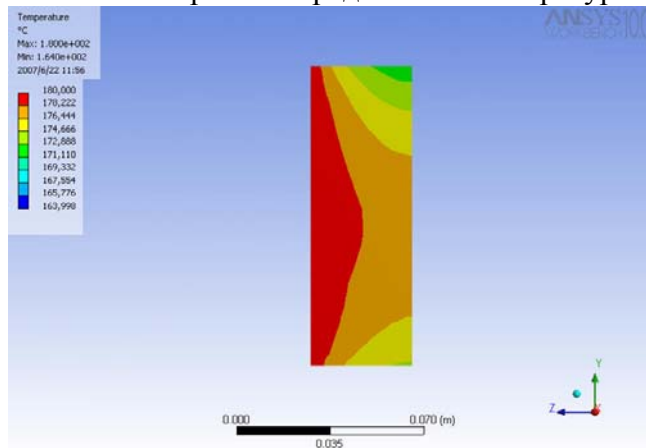


Рисунок 9 – Распределение температуры в поперечном сечении диска

трения можно представить в следующем виде:

Исследование деформации рабочей поверхности диска при одновременном механическом и температурном воздействии показали, что наименьшая величина получена для первого варианта конструкции диска, а наибольшая для третьего.

При включении сцепления в зоне контакта изменяется температура поверхностей трения в интервале

$T_i \in [T_0, T_k]$, давление – $p_j \in [0, p_0]$, относительная скорость скольжения – $V_s \in [V_{\max}, 0]$, площадь контакта – $F_k \in [F_n, F_k]$. Учитывая влияние указанных параметров, коэффициент

$$\mu(T_i, p_j, F_k, V_s) = \frac{T_i \cdot c_w \cdot m_0}{\lambda \cdot t \cdot F_k \cdot p_j \cdot V_s}, \quad (10)$$

где T_i – прирост температуры в фрикционной паре; c_w – теплоемкость материала диска; F_k – площадь контакта; m_0 – масса диска; t – время контакта; λ – доля поглощаемого тепла.

Выводы

Предлагаемое уточнение методики расчета элементов муфты позволяет учитывать ряд существенных параметров влияющих на изменение показателей сцепления.

Анализ полученных результатов исследований показывает прогнозируемые показатели, которые близки к величинам экспериментальных измерений.

Использование нажимного диска с радиальными отверстиями наиболее целесообразно, так как существенно снижается температура поверхностей трения, но при этом возрастает его деформация. Для обеспечения стабильного коэффициента трения фрикционных дисков, повышения надежности и работоспособность узла необходимо оптимизировать расположение и размеры радиальных отверстий.

Список литературы: 1. Труханов В.М., Зубков В.Ф., Крыхтин Ю.И., Желтобрюхов В.О. Трансмиссии гусеничных и колесных машин. – М.: Машиностроение, 2001. – 736 с. 2. Сцепления транспортных и тяговых машин. И.Б. Барский, С.Г. Борисов, В.А. Галягин и др.; Под ред. Ф.Р. Геккера и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 344 с. 3. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. – Л.: Политехника, 1991. – 384 с. 4. Зельцерман И.М., Каминский Д.М., Оношко А.Д. Фрикционные муфты и тормоза гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1965. – 240 с. 5. Воробьев Ю.С., Барнат В. Анализ устойчивости дисков фрикционных механизмов при воздействии неоднородных температурных полей // Автомобильный транспорт. Сб. науч. трудов. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – Вып. 16. – С. 171 – 173. 6. Захарик Ю.М., Захарик А.М. и др. Многофакторное моделирование работы сцепления автомобиля // Автомобильный транспорт. Сб. науч. трудов. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – Вып. 16. – С. 189 – 191.

УДК 656.13

В.К. ДОЛЯ, д.т.н., проф., ХНАМГ
О.О. ЛОБАШОВ, к.т.н., доц., ХНАМГ
Д.Л. БУРКО, ас., ХНАМГ

ЗАКОНОМІРНОСТІ ЗМІНИ РІВНЯ АВТОМОБІЛІЗАЦІЇ В ХАРКОВІ

Рассмотрен подход к определению перспективного уровня автомобилизации в городах. Приведена математическая модель изменения уровня автомобилизации в г.Харькове.

Постановка проблеми. Протягом останніх років спостерігається стійка тенденція до загострення транспортних проблем у містах України. Основна причина полягає у випереджальних темпах збільшення обсягів руху в порівнянні з темпами розвитку транспортних мереж. Збільшення обсягів руху в значній мірі обумовлено зростанням рівня автомобілізації. Тому визначення закономірностей зміни рівня автомобілізації в містах є актуальним завданням. Вирішення цього завдання забезпечує отримання необхідної інформації для розробки заходів щодо управління транспортними потоками у містах.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження закономірностей зміни рівня автомобілізації наведені в ряді публікацій. В роботі [1] для прогнозування рівня автомобілізації пропонується використовувати логістичні криві, екстраполяційні методи, де враховується один фактор - час. Фактор зростання валового регіонального продукту а також можливості міської транспортної інфраструктури були використані для прогнозу рівня автомобілізації легкових автомобілів в роботі [2].

Заслуговує на увагу запропонований в роботі [3] підхід, згідно з яким рівень автомобілізації розраховується виходячи з величини середнього душевого доходу населення. Однак, як уявляється, фактор величини середнього душевого доходу населення недостатньо повно враховує реальну купівельну спроможність жителів міста. Крім того, в існуючих підходах до визначення рівня автомобілізації не враховується такий фактор, як зміна чисельності населення міста.

Ціль дослідження. Виходячи з постановки проблеми та аналізу останніх публікацій, ціль даного дослідження - вивчення закономірностей та розробка моделі зміни рівня автомобілізації в містах. Дослідження проведено на прикладі одного з найбільших міст України - Харкова.

Основний матеріал. При проведенні дослідження за основу було взято підхід, викладений в роботі [4]. Відповідно до даного підходу рівень автомобілізації розглядається, як функція наступних чинників:

- кількість жителів;
- купівельна спроможність населення;
- часовий фактор.

Купівельну спроможність населення пропонується оцінювати по відношенню різниці значень середньої заробітної плати по галузях народного господарства і мінімального прожиткового мінімуму до середньої ціни легкового автомобіля.

У загальному вигляді модель зміни рівня автомобілізації має вигляд:

$$A = f(\Delta, t, N), \quad (1)$$

де A - рівень автомобілізації, авт/1000 меш;

Δ - купівельна спроможність населення, авт / міс;

t - номер року спостережень;

N - кількість жителів у місті, млн.меш.

При побудові моделі використовувалися звітні статистичні дані м.Харкова за 18 років (у період з 1991 по 2008 рік). Регресійний аналіз зазначеної статистики [5] дозволив розрахувати параметри моделей. На першому етапі визначені параметри моделей зміни рівня автомобілізації, як функції кожного з факторів рівняння (1) окремо. Дані залежності наведені на рис.1-3.

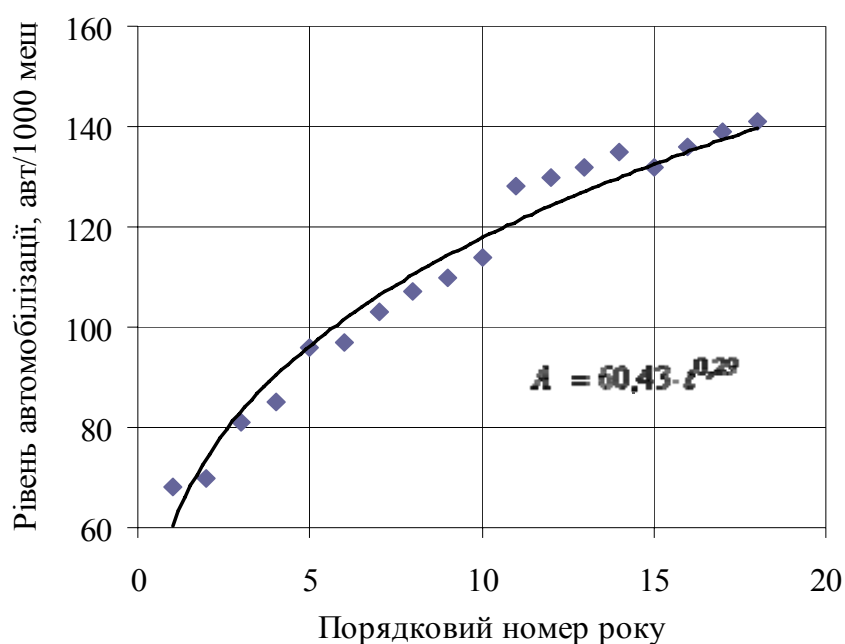


Рисунок 1 – Залежність рівня автомобілізації від часу

Характеристика однофакторних моделей зміни рівня автомобілізації наведені у табл.1

Таблиця 1 – Характеристика однофакторних моделей

Рівняння регресії	Коефіцієнт кореляції, %	Стандартна помилка, авт/1000 меш	Середня помилка апроксимації, %
1. $A = 60,43 \cdot t^{0,29}$	0,96	3,65	2,86
2. $A = 331,2 \cdot \Delta^{0,197}$	0,92	8,12	6,32
3. $A = 29797,8 \cdot e^{-3,69 \cdot N}$	0,97	3,16	2,43

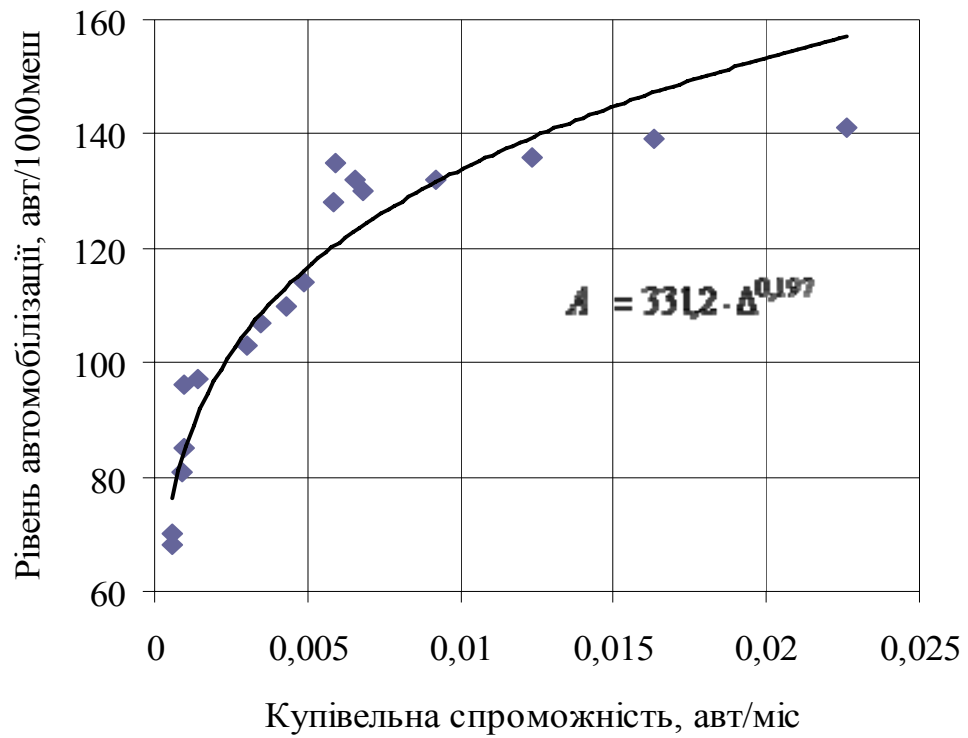


Рисунок 2 – Залежність рівня автомобілізації від купівельної спроможності

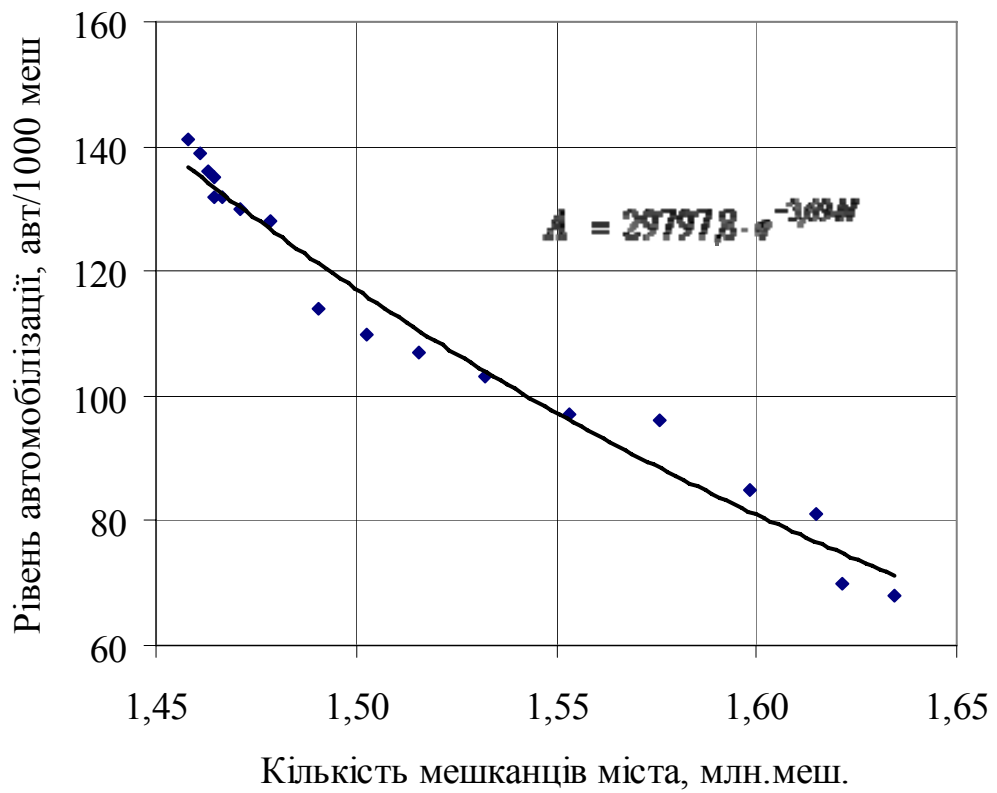


Рисунок 3 – Залежність рівня автомобілізації від кількості мешканців міста

Дані табл.1 говорять про адекватність отриманих однофакторних моделей. На другому етапі були визначені параметри рівняння множинної нелінійної регресії:

$$A = 50,62 \cdot t^{0,31} + 42,07 \cdot \Delta^{0,16} - 0,34 \cdot e^{1,34 \cdot N}, \quad (2)$$

Отримане рівняння (2) характеризується наступними статистичними параметрами: коефіцієнт кореляції $R^2 = 0,96$; стандартна помилка $d = 4,68$ авт/1000 меш.; середня помилка апроксимації $\bar{\varepsilon} = 3,18\%$.

Висновки та перспективи подальших досліджень

Представлена багатофакторна регресійна модель зміни рівня автомобілізації в м.Харкові адекватна і може бути використана для визначення обсягів руху в перспективі. Застосування даної моделі вимагає визначення закономірностей зміни купівельної спроможності і чисельності населення міста. Це може бути предметом подальших досліджень.

Список літератури: 1. Сильянов В. В. Теория транспортных потоков в проектировании дорог и организации движения / В. В. Сильянов.— М. : Транспорт, 1977.— 303 с. 2. Бахирев И. А. Расчётные скорости при проектировании улично-дорожной сети в городах : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.23.11 / И. А. Бахирев ; [Моск. автомоб.-дор. ин-т]. - М., 2008.- 20 с. 3. Нгуен Тхи Хонг Диен. Совершенствование норм проектирования городских улиц Вьетнама : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.23.11 / Нгуен Тхи Хонг Диен ; [Моск. автомоб.-дор. ин-т].- М., 2008.- 22 с. 4. Бурко Д.Л. Подход к определению перспективного уровня автомобилизации в городах / Д.Л. Бурко // Восточно-европейский журнал передовых технологий. Вып. 6/6, 2008.- С.33-36. 5. Афифи А. Статистический анализ / А. Афифи, С. Эйзен . — М.: Мир, 1982.— 488 с.

ЗМІСТ

ТРАКТОРОБУДУВАННЯ

Кривоконь О.Г., Малакей М.А. Стан тракторобудування в Україні. проблемні питання подальшого розвитку галузі та шляхи їх регулювання	3
Самородов В.Б., Рогов А.В. Обоснование оптимальных конструктивных параметров бесступенчатой трансмиссии трактора	8
Самородов В.Б., Островерх А.О. Разделение потерь мощности и КПД тракторов на тяговых сельскохозяйственных технологиях	15
Самородов В.Б., Яловол І.В. Оцінка ефективності використання електричної передачі в безступінчастому механізмі повороту гусеничного трактору	21
Ільченко А.В., Ломакін В.О. Зміна моменту інерції кривошипно-шатунного механізму двигуна з причіпним шатуном.....	30
Косолапов В.Б., Литовка С.В. Расчет толщины смазочной пленки рабочей жидкости на микронеровностях трибосопряжений гидропривода	36
Смирнов В.И., Смирнов В.В., Шуба С.А. Тяговые показатели гусеничного трактора с бесступенчатым механизмом поворота.....	42
Мироненко В.И., Скляр А.В. Сравнительный анализ работы системы автоматического регулирования глубины пахоты с различными плугами.....	45
Великодный В.М., Мамонтов А.Г. Экспериментальные исследования параметров демпфирования пневморессорной подвески самоходной машины	47
Мандрыка В.Р., Мандрыка А.В. Исследование динамики управления системы «человек-оператор – машина с объемным гидроприводом».....	55
Артюшенко А.Д. К вопросу обоснования параметров подвески вторичного поддрессирования	61
Великодный В.М., Прохоров В.П., Павлий Н.В. Исследование динамической нагруженности шин трактора Т-150К на транспортных работах.....	67
Митропан Д.М., Сергієнко М.Є., Цибулько В.В., Сисоєв О.В. Кінематика шарнірно-зчленованого гусеничного трактора при несталому повороті	71

АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ

Самородов В.Б., Андросенко В.В. Використання кластерних ранжирувань для прогнозування використання рухомого складу	81
Подригало М.А., Назаров В.И. Повышение безопасности эксплуатации легковых автомобилей после ремонта	86
Крайник Л.В., Попович В.В. Оптимізація кінематики передньої підвіски та кермового керування шасі автобуса з дверми у передньому звісі	96
Голенко К.Е., Горбай О.З., Крайник Л.В. Оцінка тотожності моделювання відповідності автобусів правилу №66 ЄЕК ООН та експериментальних випробувань	101
Шуклинов С.Н. Математическая модель взаимодействия ноги водителя с педалью тормозного управления автомобиля	110

Разницын И.Л., Ужва А.В. Моделирование оптимального скоростного режима гоночного автомобиля	115
Абрамчук Ф.И., Кабанов А.Н., Майстренко Г.В., Кузьменко А.П. Методика расчета объемов сгоревшей и несгоревшей смеси в цилиндре газового двигателя 4ГЧ 7.5/7.35 в многозонной математической модели сгорания	120
Александров Є.Є., Євтушенко К.С., Кононенко В.О. Комплексована навігаційна система всюдихідного автомобіля.....	132
Андросенко В.В. Розробка раціональної структури систем підтримки прийняття рішень для операторів транспортно– експедиційних підприємств.....	140
Селевич С.Г. Выбор конструктивных параметров исполнительного элемента САУ процессом торможения	144
Клименко Т.А. Анализ методов оценки спроса, как ключевой составляющей процесса управления запасами	147
Сергиенко А.Н., Митропан Д.М., Сергиенко Н.Е., Авраменко А.Н. Исследование влияния конструкции элементов сцепления автомобиля на стабильность характеристик	151
В.К. Доля, О.О. Лобашов, Д.Л. Бурко Закономірності зміни рівня автомобілізації в харкові	160

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ “ХПІ”

“АВТОМОБІЛЕ- та ТРАКТОРОБУДУВАННЯ”

№ 1, 2010 р.

Науковий редактор В.Б. Самородов
Технічні редактори С.О. Шуба,
А.Г. Мамонтов
Відповідальний за випуск В.М. Луньова

Підп. до друку 03.02.2010 р.

Формат 60 × 90 1/8. Папір Captain

Друк – різнографія. Обл.- вид. арк. 10,25. Ум. друк. арк. 9,85.

Тираж 100. Зам. № . Ціна договірна.

НТУ “ХПІ”. 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21
