

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Пояснювальна записка
до магістерської кваліфікаційної роботи

на тему «Підвищення безпеки використання автомобілів Центрального військового клінічного санаторію "Хмільник" місто Хмільник шляхом удосконалення методів контролю потужності двигунів та їх динамічних характеристик»



Виконав: студент 2 курсу,
групи 1АТ-19м
спеціальності
274 – Автомобільний транспорт
Фаєр Д.Р.

Керівник: д.т.н., професор каф. АТМ
Кашканов А.А.

Рецензент: д.т.н., професор
Савуляк В.І.

Вінниця – 2020 р.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ОБҐРУНТУВАННЯ РОЗРОБОК З ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ ВИКОРИСТАННЯ АВТОМОБІЛІВ ЦЕНТРАЛЬНОГО ВІЙСЬКОВОГО КЛІНІЧНОГО САНАТОРІЮ «ХМІЛЬНИК» МІСТО ХМІЛЬНИК	8
1.1 Методи визначення витрати палива двигуном автомобіля бортовими засобами	8
1.2 Методи експериментального визначення ефективної та індикаторної потужності двигунів автомобілів	16
1.3 Способи визначення зміни маси автомобіля в процесі експлуатації	23
1.4 Системи запобігання зіткненню автомобілів як елемент забезпечення безпеки руху	26
1.5 Загальна характеристика діяльності базового підприємства по дослідженню шляхів контролю потужності двигунів та їх динамічних характеристик	32
Висновки до розділу 1 та постановка завдань дослідження	41
РОЗДІЛ 2. ФОРМУВАННЯ ТЕОРЕТИЧНИХ ЗАСАД ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОНТРОЛЬОВАНИХ ПАРАМЕТРІВ ПОТУЖНОСТІ ТА ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБІЛІВ В ПРОЦЕСІ РУХУ	42
2.1 Визначення параметрів вибігу автомобіля	42
2.2 Визначення потужності двигуна в процесі руху автомобіля	45
2.3 Визначення потужності двигуна в процесі руху автомобіля без проведення вибігу	48
2.4 Визначення роботи двигуна в заданий інтервал часу та коефіцієнта корисної дії	51
2.5 Визначення поточної маси автомобіля в процесі руху	54

2.6 Експериментальні дослідження методу визначення поточної ефективної потужності двигуна автомобіля в умовах експлуатації.....	62
2.7 Експериментальні дослідження методу визначення повної маси автомобіля або маси його вантажу в умовах експлуатації.....	69
Висновки до розділу 2	78
РОЗДІЛ 3. ЗАСТОСУВАННЯ УДОСКОНАЛЕНИХ МЕТОДІВ	
ОЦІНЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ	
ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБІЛІВ ПРИ ЗАБЕЗПЕЧЕННІ БЕЗПЕКИ	
РУХУ	80
3.1 Оцінка технічного стану автомобіля та якості палива в процесі руху	80
3.2 Метод запобігання зіткненню автомобілів при виконанні маневру обгону	85
3.3 Визначення геометричних параметрів та відстаней до транспортних засобів при виконанні маневру обгону	90
3.4 Визначення запасу потужності двигуна в момент розгону автомобіля, що здійснює обгін	93
3.5 Розробка структурної схеми пристрою для запобігання зіткнення автомобілів при виконанні маневру обгону.....	97
3.6 Розрахунок рівня комерціалізації розробок	112
Висновки до розділу 3	113
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ	
СИТУАЦІЯХ	
4.1 Технічні рішення щодо безпечного виконання роботи	116
4.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії	118
4.3 Пожежна безпека	124
Висновки до розділу 4	125
ВИСНОВКИ	126

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	128
ДОДАТОК А	134



ВСТУП

Актуальність теми. Безпека дорожнього руху (БДР) – це комплексна проблема, рішення якої залежить від експлуатаційної надійності автотранспортних засобів (АТЗ), високого рівня їх активної і пасивної безпеки; якісного та своєчасного обслуговування АТЗ; рівня професійної підготовки водіїв та їх психофізіологічних властивостей; стану та якості автомобільних доріг; організації дорожнього руху тощо.

Збільшення рівня травматизму та смертності на дорогах країни, матеріальних втрат, причиною яких є аварійність є наслідком розширення обсягів та сфери застосування АТЗ. За даними патрульної поліції у 2019 році в Україні за добу в середньому відбувається 440 ДТП, в яких 90 людей отримують травми та гине щонайменше 10 людей. Саме тому Кабінет Міністрів України схвалив Стратегію підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2024 року, та затвердив Транспортну стратегію України на період до 2030 року, основним призначенням яких є забезпечення стабільного та ефективного функціонування транспорту в країні.

Підвищення ефективності експлуатації засобів транспорту, забезпечення стабільності показників їх експлуатаційних властивостей все більшою мірою досягається впровадженням різноманітних бортових систем керування автомобілем. Розроблення таких технічних засобів та їх методів роботи збільшує рівень автоматизації та комп'ютеризації процесів експлуатації автомобілів, що дозволяє підвищити комфортність, ефективність та безпечність їх керування людиною.

Для коректної роботи бортових систем, що полегшують водієві керування автомобілем, необхідно визначати параметри автомобіля, що характеризують його експлуатаційні властивості безпосередньо під час руху. Розроблення методів визначення таких параметрів дозволяє створювати ефективніші алгоритми роботи систем керування, безпеки автомобіля та розширювати їх функції.

Безпека дорожнього руху багато в чому залежить від технічного стану автомобіля. У звичайних умовах експлуатації зміни в технічному стані автомобіля водій може не помічати. Натомість в екстремальних умовах, наприклад при виконанні обгону, наявної потужності двигуна автомобіля, з урахуванням маси вантажу, може бути недостатньо для безпечного виконання цього маневру. Підвищення рівня комп'ютеризації процесів експлуатації автомобілів, у тому числі визначення ефективної потужності двигуна та маси автомобіля в умовах експлуатації, дозволяє збільшити ефективність та безпеку руху як окремого автомобіля, так й інших учасників дорожнього руху. Отже, удосконалення методів оцінювання характеристик автомобілів під час його руху є актуальним.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана відповідно розпорядження Кабінету Міністрів України «Про схвалення Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року» № 430-р. від 30.05.2018 р. та розпорядження Кабінету Міністрів України від 21 жовтня 2020 р. № 1360-р «Про схвалення Стратегії підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2024 року». Дослідження є частиною вирішення проблем підвищення безпеки руху транспортних засобів відповідно до нормативних документів і актів України про дорожній рух.

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є підвищення безпеки використання автомобілів шляхом удосконалення методів контролю потужності двигунів та їх динамічних характеристик.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- дослідити зміну потужності двигуна та динамічних характеристик автомобіля в процесі його руху та визначити методи їх контролю;
- виконати експериментальні дослідження з визначення повної маси автомобіля та ефективної потужності його двигуна;
- встановити доцільність контролю динамічних характеристик та потужності двигуна як засобів підвищення безпеки руху автомобілів.

Об'єкт дослідження – динамічні властивості автомобіля в реальних дорожніх та атмосферо-кліматичних умовах.

Предмет дослідження – методи контролю динамічних характеристик автомобілів в умовах експлуатації.

Методи досліджень. Теоретична частина дослідження базується на використанні методів класичної механіки та математичного моделювання. Експериментальна частина дослідження базується на методах натурних випробувань та вимірюванні параметрів руху автомобіля інерційними чутливими елементами.

Наукова новизна одержаних результатів.

Отримали подальший розвиток теоретичні підходи та методи оцінки експлуатаційних властивостей, що впливають на безпеку руху, які дозволяють враховувати залежність необхідного запасу потужності двигуна від умов здійснення обгону автомобілем на дорозі з двостороннім рухом.

Практична значимість отриманих результатів.

Запропонований метод оцінювання запасу потужності двигуна, що потребує автомобіль для виконання безпечного маневрування при обгоні, може використовуватись для покращення бортової системи активної безпеки автомобілів. Цей метод також буде корисним при встановленні причин виникнення аварійних ситуацій.

Достовірність теоретичних положень магістерської кваліфікаційної роботи засвідчує коректне використання математичних методів та строгість постановки задач наукового дослідження, строге визначення аналітичних співвідношень, порівняння отриманих результатів з відомими, збіжність результатів моделювання з експериментальними даними.

Апробація результатів роботи. Результати роботи доповідались та обговорювались на XLVIII науково-технічній конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 13-15 березня 2019 р.

Публікації. Деякі положення та результати досліджень опубліковані в матеріалах конференції [1].

РОЗДІЛ 1.

ОБҐРУНТУВАННЯ РОЗРОБОК З ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ ВИКОРИСТАННЯ АВТОМОБІЛІВ ЦЕНТРАЛЬНОГО ВІЙСЬКОВОГО КЛІНІЧНОГО САНАТОРІЮ «ХМІЛЬНИК» МІСТО ХМІЛЬНИК

1.1 Методи визначення витрати палива двигуном автомобіля бортовими засобами

Функціональна стабільність експлуатаційних властивостей автомобілів є одним з найважливіших факторів, що впливають на вибір при покупці транспортного засобу споживачем. Тому важливо контролювати ступінь зміни експлуатаційних властивостей автомобілів засобами бортової діагностики. В якості діагностичного параметра стану двигуна та трансмісії автомобілів може слугувати зміна витрати автомобілем палива, необхідного для виконання визначеної роботи. У зв'язку з цим постає питання вимірювання та реєстрації миттєвої витрати палива двигуном автомобіля безпосередньо в умовах експлуатації. Крім цього контроль витрати палива актуальний для нормування витрат палива автомобілями під час рейсу.

Результати моніторингу витрати палива двигуном можливо також використовувати для інформування водія про економічність обраного режиму руху автомобіля а також для формування рекомендацій щодо переходу на найбільш економічний режим. Таким чином, закладаються передумови зниження витрати палива двигуном автомобіля в експлуатації.

Існує декілька варіантів обліку витрат пального транспортних засобів (ТЗ), за допомогою підключення систем контролю транспорту або без них. Контролювати можна рівень палива в баках ТЗ на початку і в кінці маршруту, також за допомогою обчислень середньої витрати палива з подальшим використанням його як норми або ж вдатися до використання альтернативних давачів і лічильників палива.

Пристрої для вимірювання витрати палива можна розділити за двома головними ознаками [2]: за принципом дії – на об'ємні і вагові; за будовою – на переносні і стаціонарні.

Вагові методи. Найпоширенішим способом вимірювання витрати палива є ваговий спосіб, при якому витрата палива визначається за допомогою призматичної ваги, яка забезпечує точність до 0,01 кг.

Основною перевагою вагових способів є висока точність вимірювань. Якщо при перерахунку об'ємних одиниць в масові не враховувати зміну густини палива, то похибка вимірювання, що пов'язана тільки зі зміною цього параметра, може становити до 3 % [2].

До недоліків описаних способів потрібно зарахувати застосування спеціальних перехідників і трубопроводів, як правило, гнучких а також неможливість їх застосування в умовах експлуатаційних поїздок. Велике значення має також відсутність моментального і постійного обчислення питомої витрати палива з візуалізацією цієї інформації.

Об'ємні методи. У 80-х роках був розроблений переносний паливомір ПР 1995.01. Вимірювання витрати палива записувалося на стрічку швидкостеміра. Такі паливоміри вимірюють кількість рідини, що протікає трубопроводом за певний проміжок часу і є об'ємними за принципом дії. Цей принцип заснований на сумуванні об'ємів рідини, що витіснені з вимірювальної (дозуючої) камери за певний час [3]. За даними, що наведені в [3], точність вимірювання цим паливоміром досягає 0,5-0,8 % (залежно від режиму роботи двигуна), за даними [3], похибка цього лічильника становить $\pm 1\%$. Основними перевагами даних паливомірів є можливість застосування їх в експлуатації. Недоліком об'ємних паливомірів поряд з необхідністю перерахунку об'ємних одиниць в масові і застосування тупикової системи подачі палива, є необхідність особливо ретельної перевірки відсутності втрат чи підсмоктування повітря у додаткових з'єднаннях, які неминучі при застосуванні будь-яких паливомірів.

Крім об'ємного і вагового методу, для вимірювання витрати палива застосовується ряд інших методів – ультразвукові, електромагнітні, в основу яких покладені властивості рідини і закони їх зміни [2, 3].

Перевагами цих способів є простота підключення – давачі навішуються на трубопровід подачі і зливу палива. Але прийнятні результати при вимірюванні таким способом можна отримати тільки при забезпеченні сталого закону руху рідини по трубопроводу, сталих фізичних параметрах палива (густини, температури) і унеможливленні підсмоктування повітря.

Значний інтерес у цьому аспекті мають так звані методи непрямого вимірювання, в основу яких покладено не безпосереднє вимірювання витрати палива, а вимірювання величин, з якими витрата палива пов'язана відомим законом. МІТ розробив і випробував електричний паливомір, принцип дії якого заснований на непрямому методі вимірювання витрати палива дизелем. Як давач витрати палива використаний плунжерний насос високого тиску. Унаслідок того, що вихід рейки у деякому масштабі відповідає цикловій подачі палива, а кількість циклів пропорційна кількості працюючих насосів і частоті обертання колінчастого валу, то витрату палива у деякому масштабі можна визначити шляхом перемноження показів виходу рейки та частоти обертання валу. Вихід рейки насоса і, відповідно, циклова подача палива у даному паливомірі перетворюються безконтактним давачем у змінну напругу, яка пропорційна переміщенню рейки. Частота обертання валу двигуна моделюється величиною струму у спеціальному електричному колі. Як сумуючий прилад використовується лічильник електроенергії.

Недоліками цього пристрою є те, що він не враховує “відсічне” паливо, що зливається з форсунок. Також залежність між подачею палива і виходом рейки паливних насосів неоднакова для різних плунжерних пар, тому тут не можна говорити про високу точність вимірювання.

На даний час розробниками пропонується достатньо широкий спектр систем контролю витрати палива автотракторною технікою [4], які частіше за все

засновані на принципі реєстрації поточного рівня палива у паливному баку (рис. 1.1). Для цього використовуються штатні, або додаткові давачі, що розташовані безпосередньо у паливному баку. Але ці давачі не можуть бути використані для реєстрації миттєвої витрати палива двигуном автомобіля. Таким чином, штатні давачі контролю або давачі, що використовуються у існуючих системах контролю витрати палива, не можна застосувати у системах бортової діагностики.

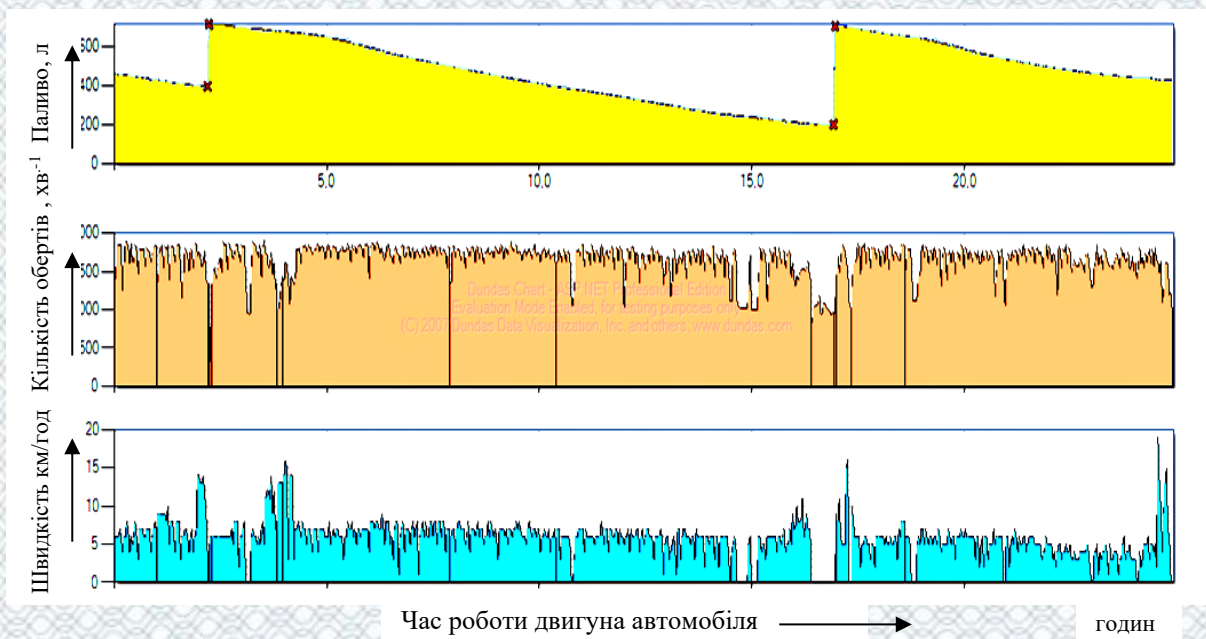


Рисунок 1.1 – Реєстрація витрати палива автомобілем системою «Інспектор» з використанням контролю рівня палива у паливному баку [4]

Вимірювання миттєвої витрати палива можливе прямими та непрямими методами. Прямі методи засновані на використанні давачів, що вбудовуються безпосередньо у паливопроводи. Використовуються роторні, ультразвукові та електромагнітні давачі. Причому, незважаючи на простоту підключення двох останніх видів давачів, що просто закріплюються на паливопроводах, недоліками їх є необхідність забезпечення сталого закону руху рідини по трубопроводу, сталих фізичних параметрів палива (густини, температури).

Існують датчики, що реєструють рівень палива у паливному баку. Але їх використання неможливе для визначення і реєстрації витрат палива під час руху автомобіля. Їх використання можливе лише при зупинках автомобіля на горизонтальних ділянках дороги для визначення витрати палива за певний істотний період часу. Використання вагових методів вимірювання витрати палива неможливе в умовах експлуатації з причин складності та габаритності обладнання. Точність непрямих методів нижча за точність безпосереднього вимірювання миттєвої витрати палива за рахунок додавання до похибок датчиків похибок, що виникають внаслідок недосконалості математичних моделей взаємозв'язку параметрів, що контролюються і витрати палива.

Проведений аналіз конструкцій та функціональних можливостей датчиків контролю витрати палива дозволив скласти їх класифікацію (рис. 1.2).

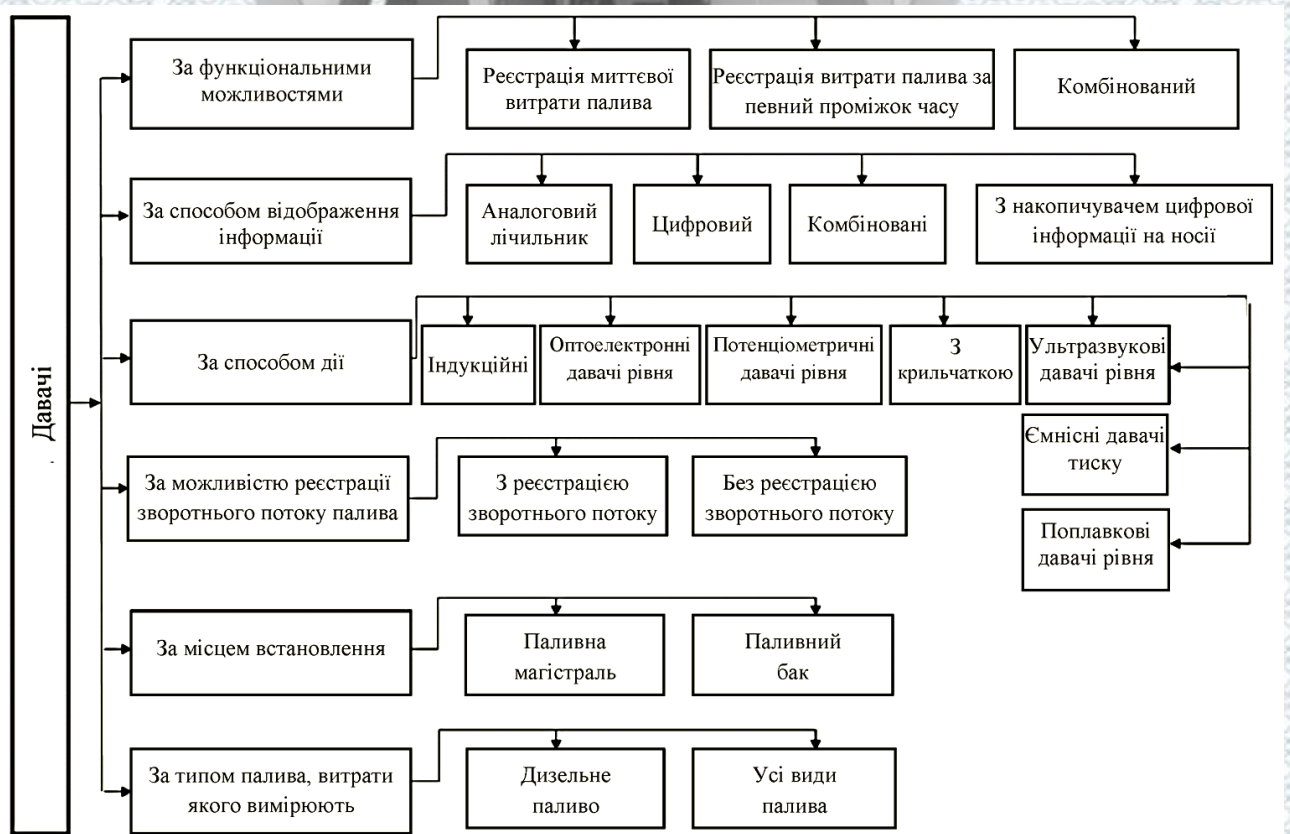
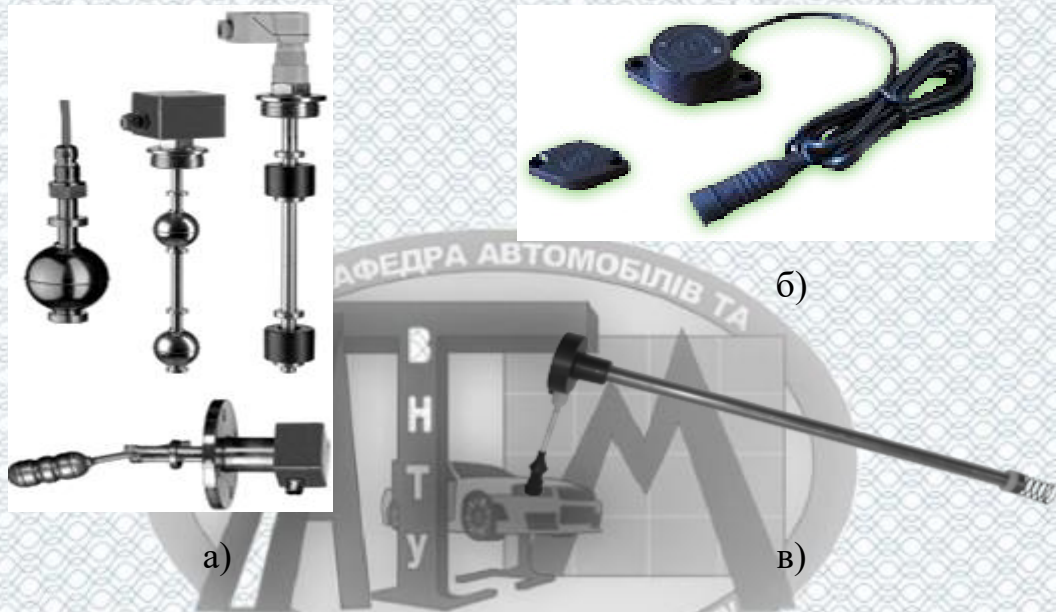


Рисунок 1.2 – Класифікація датчиків, що можуть бути використані для визначення витрати палива в умовах експлуатації

Як зазначено вище, у існуючих системах моніторингу витрати палива застосовуються датчики, що встановлюються у паливному баку. До них відносяться поплавкові, ультразвукові та ємнісні датчики (рис. 1.3), характеристики яких наведено у таблиці 1.1.



а – поплавкові датчики; б – ультразвукові датчики; в – ємнісний датчик

Рисунок 1.3 – Датчики, що використовуються для контролю рівня палива у паливному баку автомобіля

Таблиця 1.1 – Основні характеристики датчиків рівня палива в баку автомобіля

Модель датчика	Клас захисту	Напруга живлення, В	Принцип дії	Тип палива	Діапазон довжини вимірювання, мм	Похибка вимірювання в статичному режимі	Температурний діапазон, °С
Smart Sensor	IP68	8...35	ємнісний	всі типи	100...5000	2%	-40...+75
Стріла			ємнісний	всі типи	100...700	1%	
ДУТ-Е	IP66	9...32	ємнісний	всі типи	180...2000	1%	-40...+60
УЗИ 0.8	IP61	9...36	ультра-звуковий	всі типи	18...800	0,5%	-40...+80
УЗИ-2.5	IP61	9...36	ультра-звуковий	всі типи	50...2500	0,5%	-40...+80
БМ120ДМ		12...24	поплав-ковий	всі типи	100...700	більше 10%	-60...+55

Призначення поплавкових давачів (рис. 1.3 а), які найчастіше штатно встановлюються на автотракторній техніці, приблизно і своєчасно сигналізувати про необхідність заправки. За конструктивною ознакою вони поділяються на безперервні, з реостатом в якості чутливого елемента та дискретні, з лінійкою магнітоелектричних контактів (геконів), розміщених в алюмінієвій трубці, якою ковзає магнітний поплавок.

До недоліків безперервних поплавкових давачів відноситься наявність механічних елементів, які зношуються. Якщо в якості вимірювального елемента застосовується реостат, його бігунок з часом починає втрачати контакт і система отримує різкі коливання або провали значення рівня. Плече важеля давача може згинатися, що вносить у виміри додаткову похибку.

Дискретні поплавкові давачі вимірюють рівень палива кроками по 20-30 мм, що зумовлює ступінчастий характер вихідного сигналу.

Окрім того, похибка вимірювання поплавкових давачів складає 10-30% [9].

З немеханічних давачів, що застосовуються для вимірювання рівня палива у паливному баку найбільш поширені:

- ультразвукові, що вимірюють час відбиття звукової хвилі від розділу середовищ паливо-повітря (рис. 1.3 б);
- ємнісні, що вимірюють електричну ємність конденсатора, заповненого паливом (рис. 1.3 в).

Ємнісні давачі (похибка вимірювань близько 1% [4]) працюють за принципом вимірювання рівня палива шляхом виміру електричної ємності конденсатора, утвореного двома трубками, опущеними в бак. Ємність вимірювального конденсатора змінюється при різному рівні заповнення давача діелектриком, яким є паливо.

Перевагою ємнісних давачів є відсутність механічних рухомих частин. До недоліків можна віднести залежність показань від температури палива і чутливість до наявності різних домішок, води.

Ультразвуковий давач з високою точністю (похибка вимірювань близько 0,5% [5]) вимірює відстань до розділу середовищ повітря-паливо. Для вимірювання використовується ультразвуковий випромінювач-приймач, за допомогою якого випромінюється хвильовий пакет і визначається час його проходження до границі розділу середовищ та в зворотному напрямку.

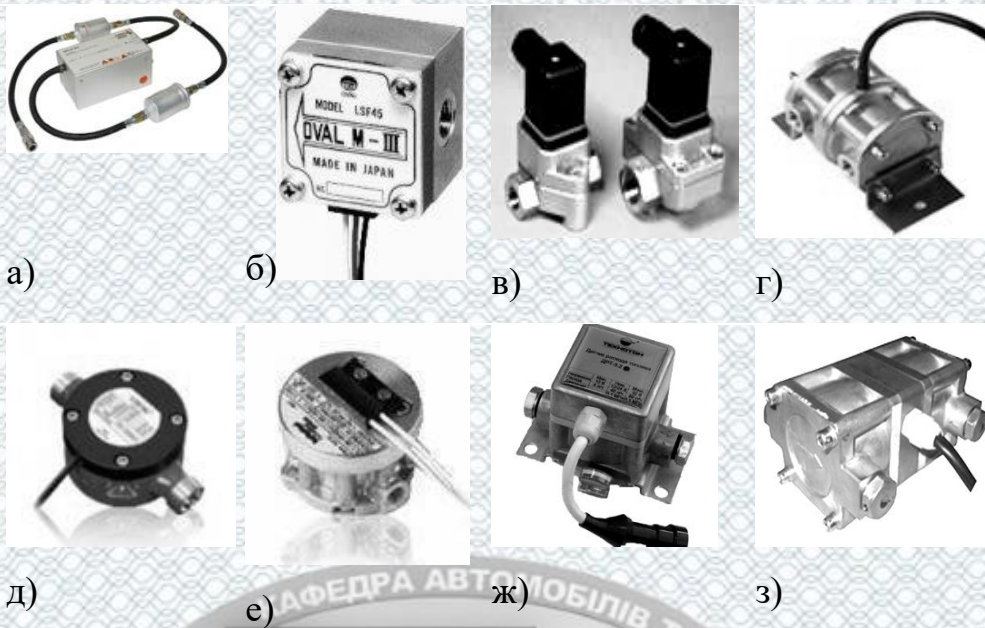
Перевагою ультразвукових давачів є відсутність будь-якого контакту з паливом, незалежність показань від параметрів палива. Застосування ультразвукових давачів не вимагає механічного втручання в конструкцію резервуарів, що дозволяє застосовувати їх для роботи з вибухонебезпечними рідинами і не вимагає осушення ємностей при встановленні давача.

Недоліком таких давачів є дуже висока вартість.

Загальним недоліком давачів, що встановлюються у паливному баку є суттєве збільшення похибки визначення витрати палива під час руху автотранспортного засобу через суттєве коливання рівня (при прискоренні або сповільненні автомобіля, руху під ухил, на поворотах та по нерівному дорожньому полотну). Тому вони непридатні для визначення миттєвої витрати палива. Для цього потрібно встановлення давачів безпосередньо у паливопроводі двигуна транспортного засобу. До них відносяться давачі, які різними способами вимірюють кількість палива, що проходить крізь них за одиницю часу (рис. 1.4).

Такі давачі, залежно від конструкції, можуть вимірювати витрати як дизельного палива, так і любих інших різновидів палива. При необхідності, у деяких давачів є можливість реєстрації кількості палива одночасно у прямій та зворотній магістралях. В цьому випадку витрата палива визначається як різниця подачі палива та витрати у зворотній магістралі.

Похибка вимірювання у таких давачів не перевищує 1 %, температурний робочий діапазон лежить у інтервалі $-20...+80$ °С, усі давачі захищені від вібрації. В залежності від типорозміру давача діапазон вимірювань витрати палива коливається у межах 0,09...500 л·год. Все це дозволяє застосувати їх на автотранспортних засобах у якості елемента системи бортової діагностики.



а – давач виміру миттєвої витрати палива DFL1x-5bar; б – камерний давач витратомір Flowmate Oval МІІІ; в – проточні лічильники реальної витрати палива Trimes серії EM моделей EM004, EM006; г – давач для диференційного вимірювання витрати палива DFM8D; д – давач витрати палива з імпульсним виходом DFM25S; е – лічильник палива VZO 4 OEM, VZO 8 OEM; ж – давач витрати палива ДРТ 5.2 / 7.2; з – давач витрати палива ДРТ-77

Рисунок 1.4 – Давачі, що можуть застосовуватися для вимірювання миттєвої витрати палива під час руху автомобілів

1.2 Методи експериментального визначення ефективної та індикаторної потужності двигунів автомобілів

Двигун є найбільш складною і відповідальною складовою машини, порушення його технічного стану часто веде до простою техніки і збільшення експлуатаційних витрат. Будь-яке необґрунтоване розбирання призводить до простоїв техніки, порушення взаємної приробітки, зниження довговічності і надійності машин. Досвід показує, що на двигун припадає близько половини відмов машини, а розбирання призводить до потрапляння абразивних частинок у відкриті порожнини, порушення взаємної приробітки вузлів і т.п.

Відомі методи діагностування поділяють на дві групи: об'єктивні і суб'єктивні. Перші – базуються на системі контрольно-вимірювальних засобів, другі – на досвіді та інтуїції фахівця діагноста, який по ряду виявлених ознак складає програму пошуку технічних несправностей об'єкта, що діагностується [6].

Великий внесок у розвиток технічної діагностики внесли Алилусев В.А., Веденяпін Г.В., Говорущенко Н.Я., Жданівський Н.С., Змановский В.А., Іофіна С.А., Лівшиць В.М., Липко Г.П., Мошкін Н.І., Райков І.Я., Степанов В.А., Терських І.П., Улітовський Б.А., Упкунов Ю.М., Федотов А.І., Пархоменко П.П. та багато інших.

На сьогоднішній день конструкція машинно-тракторних агрегатів, автомобілів та іншої техніки постійно ускладнюється, що вимагає застосування сучасних засобів діагностування і кваліфікованого персоналу. Тому вдосконалення методів і засобів контролю параметрів ДВЗ є актуальним завданням.

Відомі методи визначення ефективної потужності на основі перерозподілу циліндрових навантажень. Парціальні методи визначення потужності засновані на випробуваннях двигунів на гальмівних установках малої потужності. Їх сутність полягає в поєднанні безгальмівного і гальмівного методів випробувань, що досягається вимиканням частини циліндрів і довантаженням працюючих циліндрів до режиму, що відповідає максимальній масовій витраті палива. Даний метод було розроблено в Ленінградському СГІ Терських І.П. під керівництвом проф. Іофінова С.А. Гальмівний і парціальний методи випробування мають більш високу точність в порівнянні з безгальмівними методами. Їх похибка не перевищує 3-4%.

Також використовується метод визначення потужності двигуна зі знаходженням потужності механічних втрат по частоті обертання колінчастого валу. Перевага даного методу полягає в тому, що навантаження механічними втратами і групою вимкнених циліндрів визначається без додаткових

випробувань. Це набагато спрощує процес виміру потужності двигуна в польових умовах. Крім того, по зниженню частоти обертання можливо визначати будь-яке навантаження на двигун, що не реєструється. Це розширює можливості застосування різних довантажувальних пристроїв у поєднанні з різною кількістю виключених циліндрів. Недолік – необхідно мати прилад для виміру частоти обертання колінчастого вала двигуна з високою точністю і малою похибкою вимірювань (не більше 1 хв^{-1}).

Диференційний метод дозволяє визначити відхилення потужності від номінального значення по окремих циліндрах. Навантаження працюючого циліндра або мінімальної групи циліндрів проводиться за рахунок виключення циліндрів з метою отримання стійкого швидкісного режиму нижче номінального, а для обертання і виведення двигуна на номінальний режим необхідно підключення зовнішнього джерела енергії. Застосування даного методу ускладнено через те, що потрібне зовнішнє джерело енергії (гальма), яке здатне працювати в режимі двигуна.

Окрім цього застосовуються методи визначення ефективної потужності двигуна спеціальними приладами. Метод індиціювання застосовується в дослідницьких цілях в умовах заводів, майстерень, пунктів ТО і т.п. При індиціюванні записують тиск, що швидко змінюється в циліндрах, каналах і внутрішніх порожнинах двигуна. Труднощі даного методу полягають в тому, що такі давачі необхідно встановлювати всередину камери згоряння, що пов'язано з великими витратами часу, а також те, що давачі чутливі до збільшення температури і вони потребують охолодження.

Спеціальними дослідженнями було встановлено, що величина ходу рейки паливного насоса пропорційна крутному моменту двигуна. До недоліків даного методу варто віднести те, що він не дозволяє врахувати конкретний стан двигуна і необхідність втручання в роботу паливної апаратури.

Визначення потужних характеристик в умовах експлуатації в основному проводиться безгальмівними методами в сталому і несталому режимах.

Максимальна ефективна потужність працюючого циліндра визначається за відомою формулою

$$N_{ei \max} = 0,25 \cdot [N_{e \text{ ном}} - A \cdot (n_{p \max} - n_{\phi \max})], \quad (1.1)$$

де $N_{e \text{ ном}}$ – номінальна ефективна потужність двигуна, кВт;

A – коефіцієнт, постійний для однотипних двигунів;

$n_{p \max}$ – розрахункова максимальна частота обертання колінчастого валу двигуна при роботі одного циліндра, хв.⁻¹;

$n_{\phi \max}$ – фактична максимальна частота обертання колінчастого валу двигуна при роботі одного циліндра, хв.⁻¹.

Знаючи потужність кожного з циліндрів, визначають за відомою формулою нерівномірність їх навантаження, %

$$H_N = \frac{N_{ei \max} - N_{ei \min}}{N_{ei \max} + N_{ei \min}}, \quad (1.2)$$

де $N_{ei \max}$ – максимальна потужність двигуна, кВт;

$N_{ei \min}$ – мінімальна потужність двигуна, кВт.

Допустима нерівномірність навантаження не повинна перевищувати 12%. Ефективна потужність двигуна визначається підсумовуванням потужностей окремих циліндрів.

Інший безгальмівний метод дозволяє визначити потужність дизеля за ефективною витратою палива.

Ефективна витрата палива визначається різницею між витратами при максимальній потужності і на холостому ході. При цьому максимальна ефективна потужність, яку розвиває двигун визначається за відомою формулою

$$N_{e \max} = \left(\frac{G_{m \max} - G_{m \text{ х.х.}}}{b} \right)^{\frac{1}{a}}, \quad (1.3)$$

де $G_{m \max}$ і $G_{mх.х}$ – відповідно витрата палива при максимальній потужності і на холостому ході, кг/год;

a, b – коефіцієнти, що постійні для однотипних двигунів.

Безгальмівний метод визначення потужності двигуна в несталому режимі (динамічний метод) заснований на вимірюванні кутового прискорення колінчастого валу в режимі вільного розгону від мінімальної до максимальної частоти обертання. Між кутовим прискоренням колінчастого валу і ефективною потужністю двигуна існує наступна залежність

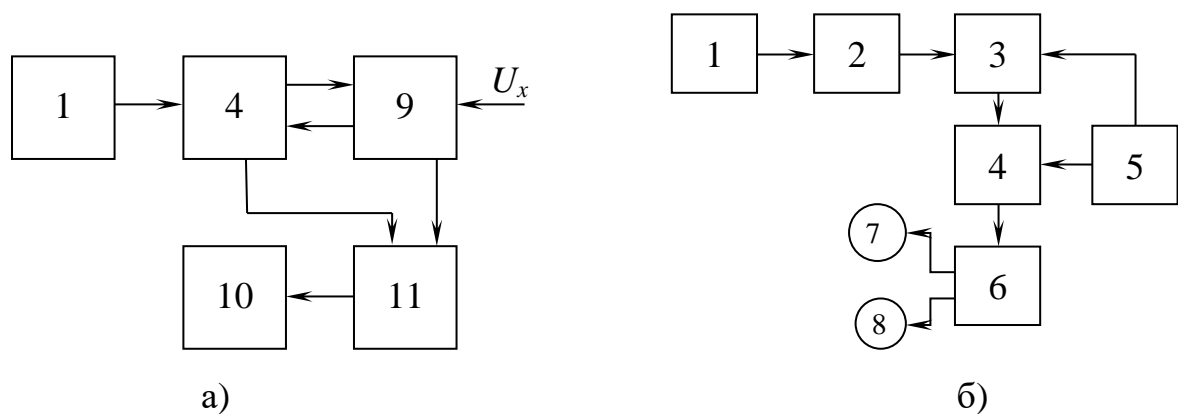
$$N_e = 0,001 \cdot Jw \cdot \frac{dw}{dt}, \quad (1.4)$$

де J – приведений момент інерції, Нм·с²;

w – кутова швидкість колінчастого валу, рад/с;

dw/dt – кутове прискорення колінчастого валу, рад/с².

Для реалізації даного методу був розроблений ряд приладів, наприклад ІМД-2М, структурна схема якого наведена на рис. 1.5 а.



1 – індуктивний давач, 2 – формуючий пристрій, 3 – блок обчислення і керування; 4 – цифро-аналоговий перетворювач; 5 – генератор тимчасових імпульсів; 6 – тумблер режиму роботи; 7, 8 – стрілочні індикатори; 9 – диференціюючий пристрій; 10 – аналого-цифровий перетворювач; 11 – цифрове табло; а – приладу ІМД-2М; б – приладу ІМД-Ц

Рисунок 1.5 – Структурна схема приладів ІМД-2М та ІМД-Ц

Перевагою даного приладу є можливість безпосереднього визначення потужності двигуна за стрілочним індикатором 7, однак наявність перемикача марок двигунів значно звужує область його застосування.

В даний час широке розповсюдження отримав прилад ІМД-Ц (рис. 1.5 б), який дозволяє вимірювати частоту обертання колінчастого вала двигуна, його кутове прискорення і постійну напругу бортової мережі машини. Цей пристрій застосовується для оцінки ефективної потужності всього двигуна і його окремих циліндрів, рівномірності роботи циліндрів, умовної потужності механічних втрат і крутного моменту в режимі номінальної потужності.

Якщо контрольні-діагностичні операції виконують в стаціонарних умовах (на посту ТО та діагностики), то потужність і економічність також визначають за допомогою гальмівної установки КІ-4935-ГОСНІТІ або будь-якої іншої гальмівної установки з біговими барабанами [7], обладнаної редуктором для підключення двигуна до стенду через вал відбору потужності.

Це забезпечує електродвигуну качання відносно повздовжньої осі. При роботі машини створюється реактивний момент для повороту корпусу електродвигуна, з'єднаного з ваговим пристроєм.

В даний час відомо кілька методів визначення ефективної потужності автотракторних дизельних і бензинових двигунів. Найбільшого поширення отримав гальмівний метод. Цей метод випробування двигунів заснований на застосуванні зовнішніх навантажувальних пристроїв – гальмівних установок, за допомогою яких до колінчастого вала прикладається необхідний момент опору, що перешкоджає його обертанню. Суть методу полягає в тому, що двигун повністю завантажується силовою установкою (гальмом) до номінального режиму навантаження.

Гальмівний метод має такі переваги: високу точність, стабільність і тривалість режимів роботи двигуна, можливість безпосереднього вимірювання та визначення показників ефективності та економічності.

Ефективну потужність N_e (Н·м/с), тобто потужність, що відбирається від вала двигуна і поглинається тим чи іншим зовнішнім опором (гальмом),

визначають за відомою формулою шляхом вимірювання крутного моменту $M_{кр}$, що розвивається двигуном при даному числі n обертів його валу

$$N_e = M_{кр} \cdot \omega = M_{кр} \cdot (\pi \cdot n / 30), \quad (1.5)$$

де ω – кутова швидкість обертання вала двигуна, рад/с.

Гальмівний і вимірювальний пристрій утворюють при цьому єдину установку – гальмівний динамометр. В якості гальма може служити при цьому безпосередньо машина-споживач, а не тільки спеціальні гальмівні пристрої. Переваги таких випробувальних установок полягає в можливості вимірювати як середні, так і миттєві значення крутного моменту [8].

Для випробувань автомобільних і тракторних двигунів зазвичай застосовують гідравлічні та електричні гальмівні установки, в минулому застосовували і найпростіші механічні.

При всьому різноманітті гальм основу їх конструкції складають ротор, що обертається разом з валом двигуна, і статор, що здійснює кутове переміщення близько осі ротора при балансірній підвісці.

Головними визначальними параметрами гальм слугують гальмівна потужність N_e (кВт), гальмівний момент M (Н·м) і допустима частота n (хв.⁻¹) обертання ротора.

Безгальмівні методи, основані на використанні в якості навантаження механічних втрат у самому двигуні в поєднанні з виключенням з роботи частини циліндрів і застосуванням навантажувальних пристроїв [8].

Спосіб визначення потужності двигуна автомобіля в експлуатації динамічним методом [9] дозволяє визначати потужність двигуна в процесі руху. Він розроблений в СібіМЕ проф. Змановським В.А., Лівшицем В.М. та їх учнями.

Суть методу зводиться до наступного. Якщо при роботі двигуна на холостому ході з малою частотою обертання колінчастого валу швидко

перемістити важіль керування подачею палива (акселератора) до упору, то двигун буде збільшувати частоту обертання колінчастого валу і його повний «розгін» відбудеться при повній цикловій подачі палива. В умовах «розгону» індикаторна потужність затрачається на подолання інерційних опорів і механічних втрат.

Простота, оперативність, компактність устаткування – безсумнівні переваги даного методу. До недоліків методу слід віднести підвищену похибку при визначенні потужності за рахунок значної деформації робочого процесу, інерційності подачі палива, а також трудомісткість і похибку підрахунку циліндрових показників.

1.3 Способи визначення зміни маси автомобіля в процесі експлуатації

Для підвищення точності визначення потужності двигуна автомобіля виникає необхідність визначення маси в процесі руху, адже кількість вантажу, що перевозиться в різний час, постійно змінюється. Цей параметр може змінюватися у межах

$$m_{ac} \leq m_a \leq m_{aП}, \quad (1.6)$$

де m_{ac} – маса спорядженого автомобіля;

$m_{aП}$ – повна маса автомобіля.

Відношення повної маси автомобіля до спорядженої для легкових автомобілів перевищує значення 1,4 (табл. 1.2).

Але на даний час у алгоритми роботи бортових систем безпеки автомобілів закладене постійне значення цього параметра. Для збільшення точності розрахунків у бортових системах безпеки необхідно враховувати поточне значення маси автомобіля.

Таблиця 1.2 – Співвідношення повної та спорядженої маси деяких легкових автомобілів вітчизняного виробництва

Марка автомобіля	Споряджена маса m_{ac} , кг	Повна маса m_{ap} , кг	Відношення m_{ap}/m_{ac}
ЗАЗ Lanos	1111	1595	1,43
ЗАЗ Vida	1045	1510	1,44
Богдан 2110	1020	1495	1,46
Богдан 2111	1050	1550	1,47

Окремі відомі способи визначення завантаження автомобіля потребують додаткових витрат часу та додаткового обладнання, що не входить до переліку бортових засобів. Так, Бабієм С.М. та Фолішняком О.Д. запропонована наступна послідовність дій [10]. Для визначення маси вантажу вимірюють відстані від встановлених чотирьох і більше точок вантажо-приймальної платформи, до поверхні дорожнього полотна, на якій стоїть колісний транспортний засіб до і після встановлення вантажу. Значення маси вантажу M визначають за зміною вимірної відстані Δl і визначеної для кожного виду колісного транспортного засобу залежності

$$M = f(\Delta l, M'), \quad (1.7)$$

де $f(\Delta l, M')$ – функціональна залежність, виведена на основі закону Гука для конкретної марки транспортного засобу M' .

Також відомий спосіб вимірювання ваги колісного транспортного засобу [10], який полягає у визначенні частотної характеристики, за якою складають математичну модель транспортного засобу, визначенні частотної характеристики й температури кожної шини транспортного засобу, а також значення атмосферного тиску до і після завантаження, і за результатами цих

вимірювань по математичній моделі транспортного засобу визначають масу його вантажу.

Недоліком таких способів є складність практичного застосування, низька надійність в реальній експлуатації.

Також відомий спосіб визначення маси колісного транспортного засобу з вантажем при проведенні вибігу, який здійснюється у розвантаженому та завантаженому станах [11]. Якщо перед проведенням випробувань вантаж було зважено та визначено його масу $m_{гр}$, то маса автомобіля визначатиметься за формулою

$$m_a = \frac{m_{гр}}{1 - a_3/a'_3}, \quad (1.8)$$

де a_3 , a'_3 – коефіцієнти, які визначаються після проведення вибігу автомобіля відповідно в порожньому та завантаженому стані.

Якщо відома маса автомобіля m_a та необхідно визначити масу вантажу, яка визначається за формулою то використовується формула

$$m_{гр} = m_a \left(1 - \frac{a_3}{a'_3} \right). \quad (1.9)$$

При розрахунках необхідно брати відношення a_3/a'_3 при однакових значеннях швидкості V_a автомобіля в завантаженому та порожньому стані в процесі вибігу. Це дозволяє виключити залежність фактора супротиву повітря від швидкості та отримувати середній результат.

Недоліком цього способу є необхідність проведення вибігів автомобіля в порожньому та завантаженому станах, що є незручним у повсякденній експлуатації.

1.4 Системи запобігання зіткненню автомобілів як елемент забезпечення безпеки руху

Ефективність та безпека експлуатації транспортних засобів все більшою мірою досягається впровадженням різноманітних бортових систем керування автомобілем. Розроблення таких технічних засобів та їх методів роботи збільшує рівень автоматизації та комп'ютеризації процесів експлуатації автомобілів, що дозволяє підвищити комфортність, ефективність та безпечність їх керування людиною [12-17].

Однією з основних умов безпечного руху автомобілів в транспортному потоці є достатньо велика дистанція безпеки між ними, на якій можлива зупинка без ризику зіткнення з автомобілем, що їде попереду. Система керування швидкісним режимом руху функціонує на основі інформації про відносні координати транспортних засобів. Ця система, як і водій, повинна приймати рішення на основі аналізу дорожньої обстановки. Така система отримала назву системи запобігання зіткненню автомобілів (СЗЗА) [18].

В основу критерію функціонування СЗЗА покладена дистанція безпеки до, тобто та мінімальна відстань до перешкоди для руху, при досягненні якої у випадку наявності відносної швидкості повинне розпочатись гальмування. При цьому гальмування повинне здійснюватись зі сповільненням (реалізація якого можлива при даній швидкості руху і реально існуючому зчепленні шин з дорожнім покриттям), що забезпечує зупинку автомобіля без небезпеки зіткнення з перешкодою (рис. 1.6).

Логічна послідовність робочого процесу СЗЗА складається з таких операцій:

- виявлення потенційного на шляху руху;
- вимірювання дистанції до об'єкта-перешкоди;
- вимірювання швидкості об'єкта-перешкоди;
- вимірювання власної швидкості автомобіля, обладнаного СЗЗА;

- розрахунок дистанції безпеки на основі даних про можливі гальмівні шляхи керованого та лідируючого автомобілів з врахуванням зчіпних якостей шин з дорожнім покриттям;
- порівняння розрахункової безпечної дистанції з існуючою дистанцією між керованим автомобілем та перешкодою для руху;
- виявлення необхідності зміни режиму руху;
- визначення моменту часу, коли потрібно почати зміну режиму руху;
- формування сигналу водію про початок зміни режиму руху.

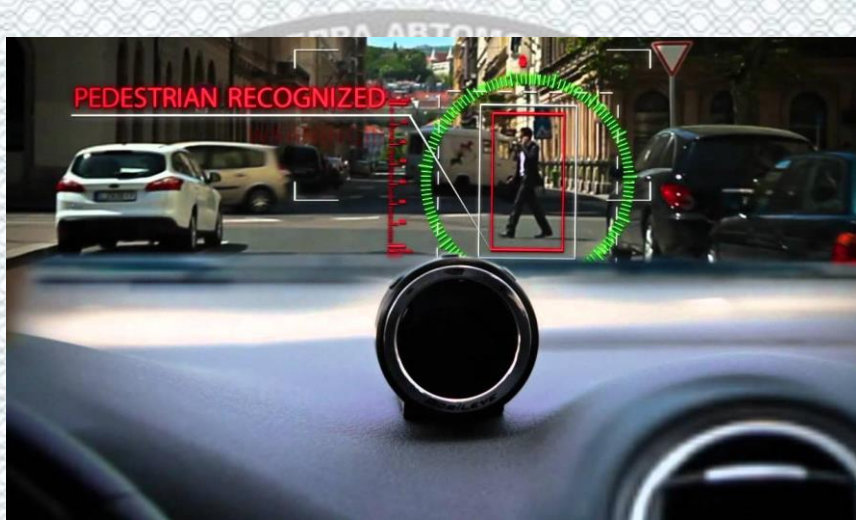


Рисунок 1.6 – Інтелектуальна система запобігання аварійним ситуаціям
Mobileye C2-270 [19]

Для підвищення безпеки руху виконання маневру обгону застосовуються системи запобігання зіткненню при обгоні, розроблені такими авторами, як М.Р. Сінкович, Б.П. Турченєв, С.М. Мужечек, В.В. Єфанов, В.І. Вінокуров, В.Н. Зиков, А.І. Пабат та інші. В роботі [20] запропоновано систему запобігання зіткненню при обгоні, що враховує значення поточної потужності двигуна автомобіля та максимально можливої потужності двигуна при поточному технічному стані та показниках якості палива, інтенсивності наростання прискорення автомобіля, що здійснює обгін, інформування водія про заборону

виконання маневру обгону у разі виникнення безпосередньої небезпеки зіткнення при обгоні.

На сучасному етапі розвитку автомобільного транспорту і з урахуванням підвищених вимог до активної безпеки системами запобігання зіткненню слід оснащувати автомобілі масового виробництва. Дослідження в даному напрямку дають змогу підвищувати безпеку руху і впроваджувати сучасні розробки в автомобілебудування [21].

За наявною статистикою близько чверті дорожньо-транспортних пригод (ДТП), в результаті яких нанесена шкода здоров'ю людини, відбуваються з вини водіїв, що не виконують вимоги безпеки при здійсненні маневру обгону [16].

Обгін є одним з найбільш складних і небезпечних маневрів, виконуваних водіями під час руху в транспортному потоці. Складність обгону, в основному, полягає в тому, що при цьому маневрі можуть бути порушені інтереси декількох учасників руху: водіїв попутних та зустрічних автотранспортних засобів (АТЗ), пішоходів та ін.

Безпека обгону забезпечується тільки в тому випадку, якщо смуга дороги, на яку повинний виїхати АТЗ, що здійснює обгін, на всій ділянці, необхідній для завершення обгону, вільна, а її ширина дозволяє рухатися з високою швидкістю [25].

Обгін складається з трьох фаз [26] (рис. 1.7): відхилення АТЗ, що здійснює обгін, у бік позаду перешкоди на деякій відстані (безпечна дистанція D_1); рух поруч з перешкодою на певній відстані від неї (безпечний інтервал); повернення на свою смугу руху перед перешкодою на деякій відстані (безпечна дистанція D_2).

Сінковичем М.Р. був запропонований підказуючий пристрій [27], що підвищує безпеку виконання маневру обгону, який складається з приладу на базі лазерного далекоміру, що вимірює швидкості руху зустрічного АТЗ та АТЗ, який рухається у попутному напрямі, бортового комп'ютера, який розраховує необхідну швидкість руху та дистанцію безпеки на підставі даних від лазерних

далекомірів, а також про швидкість руху АТЗ, який здійснює обгін, а також РК-дисплея, що встановлений в автомобілі, через який водієві надходить інформація про умови, необхідні для безпечного виконання маневру обгону (рис. 1.8 а).

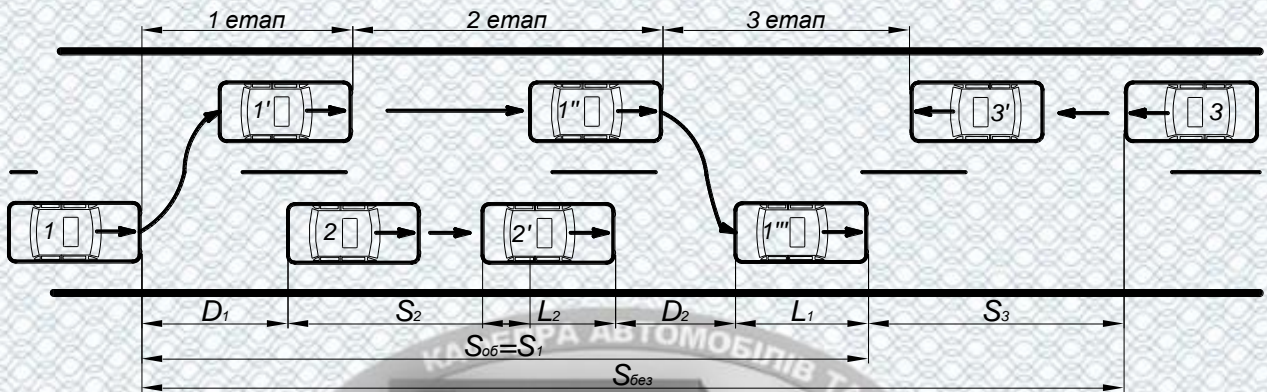
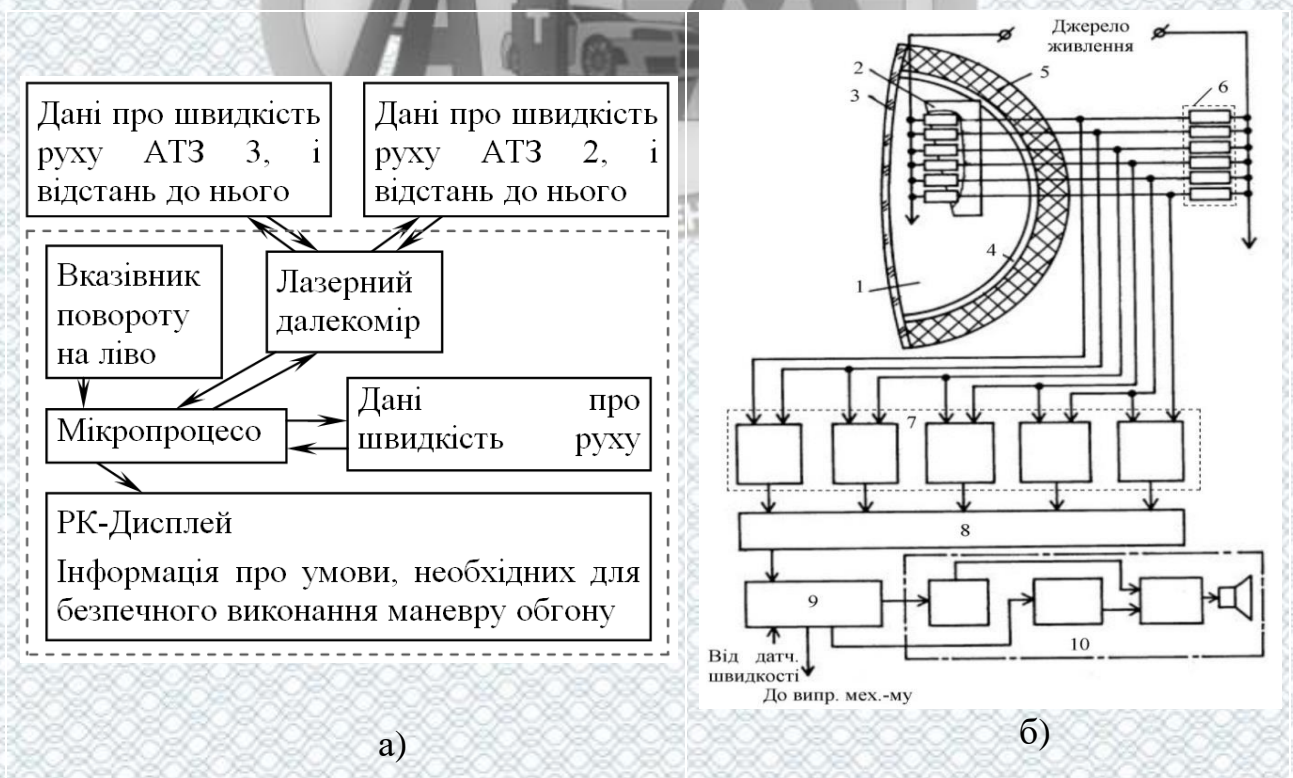


Рисунок 1.7 – Схема виконання маневру обгону



а – підказуючий пристрій розробка М.Р. Сінковича [27]; б – пристрій для запобігання зіткнення автомобілів при обгоні розробки Б.П. Турченєва [28]

Рисунок 1.8 – Пристрої для запобігання зіткнення автомобілів при обгоні

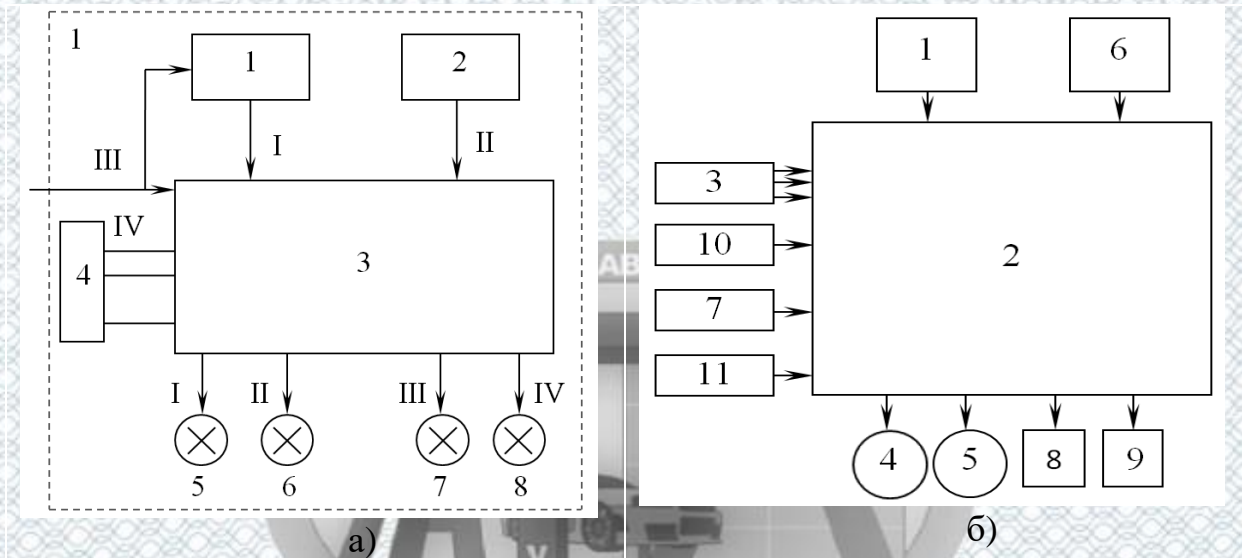
Відомий пристрій розробки Турченєва Б.П. запобігання зіткнення автомобілів та інших ТЗ [28] містить (рис. 1.8 б) оптико-електронний перетворювач 1, що включає оптичний елемент, оптичний фільтр 3 і чутливі елементи 2, дзеркало 4 і теплоізоляцію 5, додаткові опори 6, диференціальні підсилювачі, блок додаткових елементів 7, комутатор 8, блок визначення небезпечної відстані 9 й генератор сигналів тривоги 10.

Паботом А.І., Кирєєвим В.П., Яловим О.В. розроблена система запобігання зіткнення автомобілів та інших ТЗ [22], що містить пристрій для реєстрації електромагнітного випромінювання автомобілів від стандартної автомобільної охоронної сигналізації діапазону 433,92 МГц, що додатково обладнана передавачем кодового сигналу у вигляді коротких імпульсів, амплітуда і частота яких пропорційна швидкості руху автомобілів, які знаходяться на попутній і зустрічній смугах руху, перетворює його в електричні сигнали, визначає відстані до ТЗ і виробляє попереджувальний сигнал або команду на гальмування відносно автомобілів, які знаходяться на попутній смузі руху та здійснює висновок про можливість виконання маневру обгону відносно автомобілів, які знаходяться на смузі зустрічного руху.

Відома система запобігання зіткнення автомобілів та інших ТЗ [23] (розробники Мужичек С.М., Єфанов В.В., Винокуров В.І., Зиков В.Н.) містить (рис. 1.9 а) перший оптико-електронний перетворювач 1, перший комутатор-визначник координат, блок визначення небезпечних відстаней, генератор сигналу тривоги, другий оптико-електронний перетворювач 2, обчислювач, перемикач введення інформації про геометричні розміри ТЗ 4, що рухається по смузі попутного руху, перший 5, другий 6, третій 7 і четвертий 8 світлові сигналізатори. Обчислювач 3 складається із блоку визначення швидкості зближення із транспортними засобами й блоку логіки.

Принцип дії вказаного пристрою заснований на реєстрації оптичного випромінювання від автомобілів, що перебувають на попутній і зустрічній смугах руху, і перетворенні їх в електричні сигнали. Далі визначають відстані до транспортних засобів, що перебувають на попутній і зустрічній смугах руху,

швидкість зближення до них і геометричні розміри транспортного засобу в напрямку руху. На основі даної інформації забезпечують дотримання безпечної дистанції руху щодо транспортного засобу, що перебуває на попутній смузі руху, і ухвалюють рішення щодо можливості здійснення його обгону.



а – пристрій розробки С.М. Мужичека, В.В. Єфанова та ін. [23];

б – пристрій розробки В.В. Кузьміна, І.А Кочетова та ін. [24]

Рисунок 1.9 – Структурні схеми відомих пристроїв для запобігання зіткнення автомобілів

Система запобігання зіткненню, що враховує найбільшу кількість факторів, що впливають на безпеку виконання маневру обгону запропонована Кузьмінім В.В., Кочетовим І.А, Псяніним С.В., Еремїнім А.Б. Система [24] (рис. 1.9 б) містить два оптико-електронні перетворювачі 1 і 6, давач прискорення 11, давач поздовжнього ухилу дороги 10 обчислювач 2, що складається із блоку визначення швидкості зближення із транспортними засобами, блоку оцінки динамічних характеристик автомобіля і блоку логіки, перемикач 3 уведення інформації про геометричні розміри транспортного засобу, що рухається в попутному напрямку, два світлових 4, 5 і два звукових сигналізатори 8, 9,

причому виходи давачів прискорення 11, швидкості 7 й поздовжнього ухилу дороги 10 з'єднані з входом блоку логіки й додатково із входом блоку оцінки динамічних характеристик автомобіля, вихід якого з'єднаний із входом блоку логіки, а входи звукових сигналізаторів з'єднані з виходом блоку логіки.

Недоліками відомих систем є відсутність врахування значення поточної потужності двигуна автомобіля та максимальної можливої потужності двигуна при поточному технічному стані та якості палива; відсутність врахування інтенсивності наростання прискорення ТЗ, що здійснює обгін; відсутність врахування можливого переключення передач під час виконання обгону; відсутність врахування можливості обгону одразу двох і більше транспортних засобів; відсутність інформування водія про заборону виконання маневру обгону на ділянках шляху, де обгін заборонений; відсутність інформування водія про можливість безпечного здійснення маневру перестроювання на свою полосу руху наприкінці обгону; відсутність примусового пригальмовування у разі виникнення безпосередньої небезпеки зіткнення при обгоні; відсутність можливості застосування системи запобігання зіткнення на автомобілі, що рухається назустріч ТЗ, який здійснює обгін, та у разі виявлення небезпеки зіткнення відсутність попереджувальних звукових та світлових сигналів для водія або застосування примусового пригальмовування.

1.5 Загальна характеристика діяльності базового підприємства по дослідженню шляхів контролю потужності двигунів та їх динамічних характеристик

Центральний військовий клінічний санаторій "Хмільник" розташований на південно-західній околиці міста Хмільник, на межі міста і лісу. Територія санаторію складає 65 гектарів, з яких 55 гектарів займає дендропарк – пам'ятка садово-паркової культури. На території парку зростає понад 122 різновидів декоративних дерев і кущів, клумби з трояндами, є штучне озеро.

Основним лікувальним фактором санаторію є цілюща радонова вуглекисло-гідрокарбонатно-хлоридно-кальцієво-натрієва вода з концентрацією радону (0,7-0,9 г/дм³). Показання для лікування: захворювання опорно-рухової системи; захворювання периферичної та нервової системи; хвороби системи кровообігу; хвороби шкіри; хвороби ендокринної системи та обміну речовин; гінекологічні захворювання.

Центр проводить реабілітаційне лікування військовослужбовців Збройних Сил України, у першу чергу – учасників бойових дій у відділенні медичної реабілітації відповідно до основних медичних показань закладу.

Адреса та контакти:

Поштова адреса: 22000, Вінницька область, м. Хмільник, вул. 1-го Травня, 39, Центральний військовий клінічний санаторій «Хмільник».

Тел.: (04338) 2-26-40; (моб): (063) 193-69-01.

Електронна пошта: adm@vks-hmelnik.com.

Офіційний сайт: vks-hmelnik.com.

Автотранспортний підрозділ створений для забезпечення власних потреб Військово-медичного центру у перевезеннях.

Робота на підприємстві виконується (регулюється) згідно чинного законодавства України.

Склад і вартість основних виробничих фондів автотранспортного підрозділу визначаються на основі „Приміток до річної фінансової звітності за 2019 рік” за формою №5.

Дані які містяться в цих формах зводяться в таблицю 1.3.

Аналізуючи дані наведені в таблиці 1.3, можна зробити висновки про структуру основних виробничих фондів підприємства: будівлі, споруди та передавальні пристрої становлять 39,4 % від загальної вартості; машини та обладнання – 6,08 %; транспортні засоби – 53,8 %; інструменти і прилади – 0,7%.

У структурі основних виробничих фондів рухомий склад (53,8%) належить до активної частини і бере участь у наданні транспортних послуг. Решта фондів

(46,2%) призначена для технічного забезпечення перевізного процесу і утворює виробничо-технічну базу.

Таблиця 1.3 – Основні виробничі фонди

Групи основних засобів	Код рядка	Залишок на початок року		Надійшло за рік	Вибуло за рік		Нараховано амортизації за рік	Залишок на кінець року	
		Первісна (переоцінена) вартість	знос		Первісна (переоцінена) вартість	знос		Первісна (переоцінена) вартість	знос
Будинки, споруди та передавальні пристрої	120	428,7	209,7		9,8	9,8	4,9	418,9	219,5
Машини та обладнання	130	66,2	45,4	8,2	12,7	9,1	3,5	71,7	60,8
Транспортні засоби	140	585,8	176,8	66	29,7	6,7	3,1	556,1	164
Інструменти, прилади	180	7,3	6,6				0,6	6,5	9,4
Разом	260	1088	438,5	74,2	52,2	25,6	12,1	1053,2	453,7

Коефіцієнт відновлення відображає інтенсивність відновлення основних фондів і визначається за формулою:

$$K_{від} = \frac{ОВФ_v}{ОВФ_k}, \quad (1.10)$$

де $ОВФ_v$ – вартість основних фондів, що надійшли (вводяться в дію) протягом року, грн.;

$ОВФ_k$ – вартість основних фондів на кінець року, грн.

За даними таблиці 1.3 коефіцієнт відновлення становитиме:

$$K_{від} = \frac{74,2}{1053,2} = 0,07.$$

Коефіцієнт вибуття характеризує ступінь інтенсивності вибуття основних фондів:

$$K_{виб} = \frac{ОВФ_{виб}}{ОВФ_n}, \quad (1.11)$$

де $ОВФ_{виб}$ – вартість основних фондів, що вибули (виведені з дії) протягом року, грн.;

$ОВФ_n$ – вартість основних фондів на початок року, грн.

За даними таблиці 1.3 коефіцієнт вибуття становитиме:

$$K_{виб} = \frac{52,2}{1088} = 0,048.$$

Коефіцієнт придатності характеризує технічний стан основних фондів:

$$K_{пр} = \frac{ОВФ_{зал}}{ОВФ_{перв}} = 1 - K_з = 1 - \frac{З}{ОВФ_{перв}}, \quad (1.12)$$

де $ОВФ_{зал}$ – залишкова вартість основних фондів, грн.;

$ОВФ_{перв}$ – первісна вартість основних фондів, грн.;

$K_з$ – коефіцієнт зносу;

$З$ – знос основних фондів, грн.

За даними таблиці 1.3 коефіцієнт придатності становитиме:

$$K_{пр} = 1 - \frac{438,5}{1088} = 0,597.$$

Аналізуючи виконані розрахунки, можна зробити наступні висновки:

- основні виробничі фонди підприємства мають знос 40,3%;
- інтенсивність вибуття основних фондів (4,8%) не перевищує інтенсивність відновлення (7%);
- придатність основних виробничих фондів підприємства на сьогоднішній день становить 59,7%.

Для виконання задач забезпечення перевезень автотранспортний підрозділ має власні транспортні засоби, дані про які наведені в табл. 1.4.

Таблиця 1.4 – Рухомий склад автотранспортного підрозділу

Марка ТЗ	Номерний знак ТЗ
Toyota Land Cruiser	03-09 Т1
ЗАЗ Lanos	03-10 Т1
Богдан 2111	03-12 Т1
УАЗ-39621	03-13 Т1
ЗИЛ 431410	03-16 Т1
ЗИЛ 431410	03-17 Т1
ГАЗ-32213	03-18 Т1
ЗІЛ ММЗ-4505	03-19 Т1
УАЗ-33031	03-20 Т1
КАМАЗ-54112	03-22 Т1
ЗІЛ ММЗ-4502	03-23 Т1
УАЗ-452	03-24 Т1
ГАЗ-32231	03-25 Т1
УАЗ-39621	03-27 Т1
ЛАЗ-695Н	03-29 Т1
ГАЗ-53	03-32 Т1
ГАЗ-53	03-33 Т1
ГАЗ-53	03-35 Т1
ГАЗ-53	03-36 Т1
УАЗ-33031	03-37 Т1
ГАЗ-66-44	03-38 Т1
ЗІЛ-431412	30-40 Т1
ЗІЛ-130	03-41 Т1
ЗІЛ-130	03-42 Т1
ЗІЛ-130	03-43 Т1
ЗІЛ-130	03-44 Т1
ЗІЛ-130	03-45 Т1
ГАЗ-66-14	03-46 Т1
Камаз-43101	03-17Т1
ЗІЛ-131 АРС-14	б/н

В таблиці 1.5 подано віковий розподіл рухомого складу.

Аналізуючи дані таблиці 1.3, приходимо до висновку, що значна частина автомобілів (73,3%) перебуває в експлуатації більше 10 років, а це вимагає додаткових заходів на їх підтримку в технічно справному стані.

Рухомий склад підприємств в основному складається із вантажних автомобілів-фургонів, це пов'язано з основними напрямками функціонування підприємства.

Таблиця 1.5 – Групування власних автомобілів залежно від часу перебування в експлуатації

Тип автомобіля (кузова)	Всього	В т.ч., які перебували в експлуатації з моменту випуску заводом виготовлювачем				
		до 3 років включно	від 3,1 до 5 років включно	від 5,1 до 8 років включно	від 8,1 до 10 років включно	більше 10 років
Автомобілі - всього	29					
в тому числі: на базі вантажних	27		3	2	2	20
легкові	2				1	1

Результати роботи автотранспорту за останній період часу, визначені за формами № 2-тр державного статистичного спостереження, наведені в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 – Основні дані про роботу вантажного автотранспорту

Показники	2017	2018	2019
1. Середньооблікова кількість автомобілів, одиниць	25	26	27
2. Автомобіле-дні перебування в господарстві, тис.	8,5	8,8	9,1
2. Автомобіледні в роботі, тис.	6,2	6,3	6,7
3. Час в наряді, тис. год.	37,4	38,9	41,4
4. Загальний пробіг, тис. км	994,2	1033,9	1073,7
5. Обсяг перевезень, тис. т	10,4	10,8	11,5
6. Вантажообіг, тис. т*км	523,7	544,6	585,6

Беручи за основу відомості, які містяться в таблиці 1.4, визначаються основні техніко-експлуатаційні показники роботи рухомого складу транспортного підрозділу за попередній період. За період приймається календарний рік (2017, 2018, 2019).

Коефіцієнт випуску автомобілів на лінію визначається за формулою:

$$\alpha^i_{\text{в}} = \frac{AD^i_{\text{роб}}}{AD^i_{\text{госп}}}, \quad (1.13)$$

де $AD^i_{\text{роб}}$ - автомобіледні в роботі за i -тий період, тис.;

$AD^i_{\text{госп}}$ - автомобіледні перебування в господарстві за i -тий період, тис.

$$\alpha_{\text{в}}^{17} = \frac{6,2}{8,5} = 0,73; \quad \alpha_{\text{в}}^{18} = \frac{6,3}{8,8} = 0,72; \quad \alpha_{\text{в}}^{19} = \frac{6,7}{9,1} = 0,74.$$

Середній час перебування рухомого складу в наряді за добу визначається за формулою:



$$T_n^i = \frac{AG^i_{\text{нап}}}{AD^i_{\text{роб}}}, \quad (1.14)$$

де $AG^i_{\text{нап}}$ - час перебування автомобілів в наряді за i -тий період, тис. год.;

$$T_n^{17} = \frac{37,4}{6,2} = 6,03 \text{ год}; \quad T_n^{18} = \frac{38,9}{6,3} = 6,17 \text{ год}; \quad T_n^{19} = \frac{41,4}{6,7} = 6,18 \text{ год}.$$

Середньодобовий пробіг одиниці рухомого складу визначається за формулою:

$$l^i_{\text{сд}} = \frac{L^i_{\text{заг}}}{AD^i_{\text{роб}}}, \quad (1.15)$$

де $L^i_{\text{заг}}$ - загальний пробіг рухомого складу за i -тий період, тис. км;

$$l_{cd}^{17} = \frac{994,2}{6,2} = 160,4 \text{ км}; \quad l_{cd}^{18} = \frac{1033,9}{6,3} = 164,1 \text{ км};$$

$$l_{cd}^{19} = \frac{1073,7}{6,7} = 160,3 \text{ км}.$$

Для розгляду динаміки зміни обсягів роботи транспорту можна скористатись формулами структурних змін.

Індекси зміни основних параметрів визначаються за формулою:

$$I_{A_i} = \frac{A'_i}{A_i}, \quad (1.16)$$


де A_i , A'_i – відповідно базисне і звітне значення параметрів.

Для обсягів перевезень:

$$I_{A_i}^{18-17} = \frac{10,8}{10,4} = 1,04; \quad I_{A_i}^{19-18} = \frac{11,5}{10,8} = 1,06.$$

Для обсягів транспортної роботи:

$$I_{A_i}^{18-17} = \frac{544,6}{523,7} = 1,04; \quad I_{A_i}^{19-18} = \frac{585,6}{544,6} = 1,08.$$

Аналізуючи виконані розрахунки, можемо прийти до таких висновків:

- час перебування автомобілів в наряді за добу залишається практично незмінним і складає біля 6-6,2 години;
- середньодобовий пробіг за останній період складає 160...165 км;

- обсяги наданих транспортних послуг зросли: автомобіледні в роботі – на 6%; час в наряді – на 0,2%; обсяги перевезень – на 6% і вантажообіг – на 8%; загальний пробіг – на 4%.

Тобто, спостерігаються позитивні тенденції в роботі автотранспортного підрозділу підприємства, що пов'язано з розширенням виробничих потужностей по виробленню транспортної продукції.

Центральний військовий клінічний санаторій «Хмільник» м. Хмільник є перевізником вантажів забезпечення переліку виконуваних робіт по основному виробництву, а отже працює поза конкурентним середовищем.

На діяльність підприємства можуть вплинути різні фактори фінансового становища як самого підприємства та і фінансового становища замовників, податкова політика держави, правила та нормативи у веденні діяльності та інші фактори. При зміні перерахованих факторів в бік погіршення, наслідки призведуть до зменшення об'ємів перевезень вантажів та наданих послуг.

Впровадження нових ефективних методів у ТО і ремонті рухомого складу, збільшення об'ємів послуг, зниження собівартості перевезень дасть змогу підприємству збільшити свої доходи, досягти прибутковості в діяльності та подальшого вдосконалення.

Провівши маркетингове дослідження можна зробити такі висновки:

1. Структура рухомого складу відповідає вимогам перевезення вантажів в даних умовах.

2. Підприємство має можливість збільшити свою частку на сегментах ринку транспортних послуг і послуг з ремонту, ТО і зберігання автомобілів юридичних і фізичних осіб.

Отже, на підприємстві присутні усі необхідні умови для подальшого проведення запланованих наукових досліджень в рамках даної МКР.

Висновки до розділу 1 та постановка завдань дослідження

Аналіз стану питання дозволив сформулювати наступні завдання дослідження:

- провести дослідження зміни динамічних характеристик і потужності двигуна автомобіля в процесі його руху та розробити методи їх контролю;
- провести експериментальні дослідження з визначення ефективної потужності двигуна та визначення повної маси автомобіля в умовах експлуатації;
- визначити можливість використання методів контролю потужності двигуна та динамічних характеристик при забезпеченні безпеки руху автомобілів.

Аналіз особливостей діяльності підприємства показує наявність необхідних ресурсів для проведення запланованих наукових досліджень та підтверджує обґрунтованість вибору автотранспортного підрозділу Центрального військового клінічного санаторію "Хмільник" місто Хмільник в якості базового.



РОЗДІЛ 2.

ФОРМУВАННЯ ТЕОРЕТИЧНИХ ЗАСАД ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОНТРОЛЬОВАНИХ ПАРАМЕТРІВ ПОТУЖНОСТІ ТА ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБІЛІВ В ПРОЦЕСІ РУХУ

2.1 Визначення параметрів вибігу автомобіля

Відомі способи визначення потужності двигуна автомобіля засновані на використанні стендових випробувань [7], або на використанні як навантаження механічних втрат в самому двигуні в поєднанні з відключенням частини циліндрів з застосуванням завантажувальних пристроїв, а також на використанні віброакустичного методу. Недоліком таких способів є необхідність проведення випробувань у стаціонарних умовах. В даному підрозділі закладаються передумови для визначення потужності двигуна автомобіля безпосередньо в умовах експлуатації.

Лінійне прискорення автомобіля при вибігу [29, 30]

$$\dot{V}_a = -\frac{g}{1 + \frac{l_{np}}{m_a \cdot r_\delta^2}} \cdot \left(f_0 \pm i + \frac{M_{TPCT}^c}{r_\delta \cdot m_a \cdot g} \right) - \frac{K_1 / m_a}{\left(1 + \frac{l_{np}}{m_a \cdot r_\delta^2} \right) \cdot r_\delta} \times$$

$$\times V_a - \frac{kF / m_a + f_0 \cdot A \cdot g}{1 + \frac{l_{np}}{m_a \cdot r_\delta^2}} \cdot V_a^2. \quad (2.1)$$

де m_a – загальна маса автомобіля;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

kF – фактор аеродинамічного опору (k – коефіцієнт опору повітря, F – мідель);

i – поздовжній ухил дороги;

V_a – лінійна швидкість автомобіля.

r_∂ – динамічний радіус ведучих коліс;

M_{TPCT}^C – момент опору в трансмісії статичний, обумовлений силою сухого тертя;

K_1 – коефіцієнт пропорційності між швидкістю V_a автомобіля і кінематичними моментом опору в трансмісії (залежить від величини динамічної в'язкості трансмісійного масла, що змінюється при зміні температури);

l_{np} – приведений до ведучих коліс момент інерції трансмісії.

f_0 – коефіцієнт опору коченню при русі автомобіля зі швидкістю $V_a < 16,7 \text{ м/с}$ (60 км/год);

A – коефіцієнт, що враховує вплив квадрата лінійної швидкості V_a^2 автомобіля на величину f .

Коефіцієнт обліку оберткових мас автомобіля при розгоні визначається відомою залежністю [29, 30]

$$\delta_p = 1 + \frac{l_{np}}{m_a \cdot r_\partial^2} = 1,03 + 0,05 \cdot U_K^2, \quad (2.2)$$

де U_K – передаточне число коробки передач.

При проведенні випробувань необхідно скласти три рівняння, що відповідають трьом моментам часу t_1 , t_2 , t_3 , віддаленим один від одного на величину кроку Δt [29, 30]

$$t_2 = t_1 + \Delta t; \quad (2.3)$$

$$t_3 = t_2 + \Delta t = t_1 + 2\Delta t; \quad (2.4)$$

$$\begin{cases} \dot{V}_{a_1} = -a_1 - a_2 \cdot V_{a_1} - a_3 \cdot V_{a_1}^2 & \text{— для моменту часу } t_1; \end{cases} \quad (2.5)$$

$$\begin{cases} \dot{V}_{a_2} = -a_1 - a_2 \cdot V_{a_2} - a_3 \cdot V_{a_2}^2 & \text{— для моменту часу } t_2; \end{cases} \quad (2.6)$$

$$\begin{cases} \dot{V}_{a_3} = -a_1 - a_2 \cdot V_{a_3} - a_3 \cdot V_{a_3}^2 & \text{— для моменту часу } t_3; \end{cases} \quad (2.7)$$

де a_1, a_2, a_3 — коефіцієнти, що відповідають середньому значенню швидкості \bar{V}_a автомобіля на інтервалі часу $[t_1, \dots, t_3]$, [29, 30]

$$\bar{V}_a = \frac{V_{a_1} + V_{a_2} + V_{a_3}}{3}. \quad (2.8)$$

Розмір кроку Δt слід вибирати таким чином, щоб зміна параметрів опору руху автомобіля, залежна від швидкості руху, була незначною.

Визначимо коефіцієнти в рівняннях (2.5) – (2.7) з рівняння (2.1) [29, 30]

$$a_1 = \frac{g}{\delta_p} \cdot \left(f_o \pm i + \frac{M_{TPCT}^c}{g \cdot m_a \cdot r_\delta} \right); \quad (2.9)$$

$$a_2 = \frac{K_1}{m_a \cdot \delta_p \cdot r_\delta}; \quad (2.10)$$

$$a_3 = \frac{kF/m_a + f_o \cdot A \cdot g}{\delta_p}. \quad (2.11)$$

Рішення системи рівнянь (2.5) – (2.7) дозволяє визначити коефіцієнти регресії a_1, a_2, a_3 [29, 30]

$$a_1 = \frac{\dot{V}_{a_1} - \dot{V}_{a_2}}{V_{a_2} - V_{a_1}} - \frac{V_{a_2} + V_{a_1}}{V_{a_3} - V_{a_1}} \cdot \left(\frac{\dot{V}_{a_2} - \dot{V}_{a_3}}{V_{a_3} - V_{a_2}} - \frac{\dot{V}_{a_1} - \dot{V}_{a_2}}{V_{a_2} - V_{a_1}} \right); \quad (2.12)$$

$$a_2 = \dot{V}_{a_1} + \frac{\dot{V}_{a_1} \cdot \dot{V}_{a_2}}{V_{a_3} - V_{a_1}} \cdot \left(\frac{\dot{V}_{a_2} - \dot{V}_{a_3}}{V_{a_3} - V_{a_2}} - \frac{\dot{V}_{a_1} - \dot{V}_{a_2}}{V_{a_2} - V_{a_1}} \right) - V_{a_1} \cdot \frac{\dot{V}_{a_1} - \dot{V}_{a_2}}{V_{a_2} - V_{a_1}}; \quad (2.13)$$

$$a_3 = \frac{1}{V_{a_3} - V_{a_1}} \cdot \left(\frac{\dot{V}_{a_2} - \dot{V}_{a_3}}{V_{a_3} - V_{a_2}} - \frac{\dot{V}_{a_1} - \dot{V}_{a_2}}{V_{a_2} - V_{a_1}} \right). \quad (2.14)$$

Через певний проміжок часу ΔT вимір повторюють. В результаті отримують лінійні регресії для параметрів $a_1(\bar{V}_a)$; $a_2(\bar{V}_a)$; $a_3(\bar{V}_a)$.

Із формули (2.11) вираховуємо коефіцієнт опору повітря [19]

$$k = \frac{0,97 \cdot a_3 - f_o \cdot A \cdot g}{F} \cdot m_a. \quad (2.15)$$

Коефіцієнт обтічності [29, 30]

$$C_x = \frac{2 \cdot k}{\rho}, \quad (2.16)$$

де ρ – щільність повітря.

Коефіцієнт пропорційності між швидкістю V_a автомобіля і кінематичним моментом опору в трансмісії [1]

$$K_1 = 0,97 \cdot m_a \cdot a_2 \cdot r_o. \quad (2.17)$$

У тих випадках, коли дійсне значення A невідомо, рекомендується [1] приймати $A = 7 \cdot 10^{-6} \text{ c}^2/\text{m}^2$.

2.2 Визначення потужності двигуна в процесі руху автомобіля

При визначенні потужності двигуна під час руху автомобіля безпосередньо в умовах експлуатації необхідно враховувати моменти опору, що виникають в

трансмисії автомобіля, сумарний дорожній опір, аеродинамічний опір. Потужність двигуна в процесі руху автомобіля в конкретний момент часу визначатиметься за величиною його поздовжнього прискорення, що визначається за інформацією від трикоординатних давачів прискорення.

Рівняння руху автомобіля у тяговому режимі

$$m_a \dot{V}_a = P_K - m_a \cdot g \cdot \psi - kF \cdot V_a^2, \quad (2.18)$$

де P_K – тягова сила на ведучих колесах автомобіля.

З урахування сумарного коефіцієнту дорожнього опору за відомими формулами [12], причому коефіцієнт опору коченню коліс вираховуватиметься за відомою формулою [6]. Тягову силу на ведучих колесах автомобіля можна визначити як

$$P_K = \frac{N_e}{V_a} - \frac{M_{TP}^C}{r_\delta}, \quad (2.19)$$

де N_e – потужність, що розвивається двигуном.

Момент опору в трансмісії, приведений до ведучих коліс M_{TP}^C , та його складові $M_{TP\text{КІН}}^C$ та $M_{TP\text{ДИН}}^C$ визначаються за відомими формулами [27].

Тягова сила на ведучих колесах автомобіля з врахуванням формули (2.19), отримаємо

$$P_K = \frac{N_e}{V_a} - \frac{M_{TPCT}^C}{r_\delta} - \frac{K_1}{r_\delta} \cdot V_a - l_{np} \cdot \frac{\dot{V}_a}{r_\delta^2}. \quad (2.20)$$

Вираз (2.18) з урахуванням сумарного коефіцієнту дорожнього опору та коефіцієнту опору коченню коліс і (2.20) набуде вигляду

$$m_a \dot{V}_a = \frac{N_e}{V_a} - \frac{M_{TPCT}^C}{r_\delta} - \frac{K_1}{r_\delta} \cdot V_a - l_{np} \cdot \frac{\dot{V}_a}{r_\delta^2} - m_a g \cdot [f_0 \cdot (1 + AV_a^2) \pm i] - kFV_a^2. \quad (2.21)$$

Провівши перетворення і вирішивши рівняння (2.21) відносно N_e , отримаємо

$$N_e = m_a V_a \left[\dot{V}_a \left(1 + \frac{l_{np}}{m_a \cdot r_\delta^2} \right) + g(f_0 \pm i) + \frac{M_{TPCT}^C}{m_a \cdot r_\delta} + \frac{K_1}{m_a \cdot r_\delta} V_a + \left(g A f_0 + \frac{kF}{m_a} \right) \cdot V_a^2 \right]. \quad (2.22)$$

Вираз (2.22) представимо у вигляді

$$N_e = m_a V_a \cdot (\dot{V}_a \cdot b_1 + b_2 + b_3 V_a + b_4 V_a^2), \quad (2.23)$$

де b_1, b_2, b_3, b_4 – коефіцієнти, що визначаються за формулами

$$b_1 = \delta_p = 1 + \frac{l_{np}}{m_a \cdot r_\delta^2}; \quad (2.24)$$

$$b_2 = g(f_0 \pm i) + \frac{M_{TPCT}^C}{m_a \cdot r_\delta}; \quad (2.25)$$

$$b_3 = \frac{K_1}{m_a \cdot r_\delta}; \quad (2.26)$$

$$b_4 = g \cdot A \cdot f_0 \frac{kF}{m_a}. \quad (2.27)$$

З урахуванням виразів (2.9) – (2.11) очевидно, що

$$b_2 = a_1 \cdot \delta_{виб}; \quad (2.28)$$

$$b_3 = a_2 \cdot \delta_{виб}; \quad (2.29)$$

$$b_4 = a_3 \cdot \delta_{виб}, \quad (2.30)$$

де $\delta_{виб}$ – коефіцієнт обліку обертових мас трансмісії при вибігу автомобіля, $\delta_{виб} = 0,97$.

Знаючи тягову характеристику автомобіля, можна за швидкістю автомобіля V_a визначати передачу і передаточне число U_k , що дає можливість визначити δ_p і коефіцієнт b_1 .

На рисунку 2.1 представлена блок-схема послідовності визначення потужності двигуна автомобіля під час його руху.



Рисунок 2.1 – Блок-схема послідовності визначення потужності двигуна автомобіля під час його руху

2.3 Визначення потужності двигуна в процесі руху автомобіля без проведення вибігу

Метод визначення потужності двигуна автомобіля з попереднім проведенням вибігу доцільно використовувати у разі наявності можливості

періодичного проведення цього вибігу на горизонтальній ділянці дороги. Це дозволить враховувати зміну технічного стану автомобіля під час його експлуатації, який впливає на значення коефіцієнтів, що визначаються при вибігу. У разі відсутності такої можливості доцільно застосовувати метод визначення потужності без попереднього проведення вибігу.

Зробимо припущення про те, що при малому інтервалі часу Δt і невеликій кількості кроків зміни часу Δt потужність, що розвивається двигуном залишається постійною, тобто $N_e \approx \text{const}$. Вираз для визначення потужності двигуна в цьому випадку можна записати у вигляді

$$N_e = m_a \dot{V}_a V_a \left(1 + \frac{l_{np}}{m_a \cdot r_\partial^2} \right) + V_a \left[\frac{M_{TPCT}^C}{m_a \cdot r_\partial} + m_a g (f_0 \pm i) \right] + \frac{K_1}{r_\partial} V_a^2 + (kF + m_a g A f_0) \cdot V_a^3. \quad (2.31)$$

При цьому

$$N_e = C_1 \dot{V}_a V_a + C_2 V_a + C_3 V_a^2 + C_4 V_a^3 = \text{const}. \quad (2.32)$$

В алгоритм розрахунку, при відомих після вимірювання величинах \dot{V}_a ; V_a вводимо малі кроки часу Δt . Для розрахунку однієї точки необхідний інтервал часу від t_0 до $t_0 + 4\Delta t$. В результаті отримуємо систему п'яти асиметричних рівнянь

$$\begin{cases} N_e = C_1 \dot{V}_{a1} V_{a1} + C_2 V_{a1} + C_3 V_{a1}^2 + C_4 V_{a1}^3 = \text{const} \\ N_e = C_1 \dot{V}_{a2} V_{a2} + C_2 V_{a2} + C_3 V_{a2}^2 + C_4 V_{a2}^3 = \text{const} \\ N_e = C_1 \dot{V}_{a3} V_{a3} + C_2 V_{a3} + C_3 V_{a3}^2 + C_4 V_{a3}^3 = \text{const} \\ N_e = C_1 \dot{V}_{a4} V_{a4} + C_2 V_{a4} + C_3 V_{a4}^2 + C_4 V_{a4}^3 = \text{const} \\ N_e = C_1 \dot{V}_{a5} V_{a5} + C_2 V_{a5} + C_3 V_{a5}^2 + C_4 V_{a5}^3 = \text{const} \end{cases} \quad (2.33)$$

Вирішуючи систему лінійних алгебраїчних рівнянь (2.33) щодо невідомих $N_e = \text{const}$, C_1 , C_2 , C_3 , C_4 , отримуємо шукані результати. Зазначені коефіцієнти:

– приведення маси автомобіля

$$C_1 = m_a \left(1 + \frac{l_{np}}{m_a \cdot r_\delta^2} \right); \quad (2.34)$$

– приведення статичної сили опору обертанню коліс

$$C_2 = \frac{M_{TPCT}^c}{r_\delta} + m_a g (f_0 \pm i); \quad (2.35)$$

– показник в'язкого тертя в трансмісії



$$C_3 = \frac{K_1}{r_\delta}; \quad (2.36)$$

– сума факторів аеродинамічного опору і динамічного збільшення сили опору коченню

$$C_4 = kF + m_a g A f_0. \quad (2.37)$$

Розмір кроку Δt і часовий інтервал ΔT між відстанями вибирається з умови забезпечення необхідної точності розрахунку.

Якщо перетворити рівняння (2.33) до виду

$$\begin{cases} C_1' \dot{V}_{a1} V_{a1} + C_2' V_{a1} + C_3' V_{a1}^2 + C_4' V_{a1}^3 - 1 = 0 \\ C_1' \dot{V}_{a2} V_{a2} + C_2' V_{a2} + C_3' V_{a2}^2 + C_4' V_{a2}^3 - 1 = 0 \\ C_1' \dot{V}_{a3} V_{a3} + C_2' V_{a3} + C_3' V_{a3}^2 + C_4' V_{a3}^3 - 1 = 0 \\ C_1' \dot{V}_{a4} V_{a4} + C_2' V_{a4} + C_3' V_{a4}^2 + C_4' V_{a4}^3 - 1 = 0 \end{cases}, \quad (2.38)$$

то для вирішення поставленого завдання буде досить 4х рівнянь.

У рівняннях (2.37)

$$C_1' = C_1 / N_e ; \quad (2.39)$$

$$C_2' = C_2 / N_e ; \quad (2.40)$$

$$C_3' = C_3 / N_e ; \quad (2.41)$$

$$C_4' = C_4 / N_e . \quad (2.42)$$

Для отримання результату необхідно ідентифікувати хоча б один із знайдених коефіцієнтів C_1, C_2, C_3, C_4 . Найзручніше це зробити для коефіцієнта C_4 , оскільки аеродинамічні показники не змінюються в процесі експлуатації.

2.4 Визначення роботи двигуна в заданий інтервал часу та коефіцієнта корисної дії

Для оцінки напрацювання мобільних машин в умовах експлуатації необхідно розробити алгоритм визначення роботи двигуном в заданий інтервал часу.

Вирішимо зазначену задачу методом парціальних прискорень [11]. Рівняння руху автомобіля наведено у виразі (2.18)

Тягова сила на ведучих колесах може бути визначена за формулою (2.19).

Сумарна сила опору руху машини

$$\Sigma P_c = m_a g f + k F V^2 \quad (2.43)$$

Ефективна потужність двигуна визначатиметься за формулою (2.31). У виразі (2.35), у який було перетворене рівняння (2.31) коефіцієнти C_1, C_2, C_3, C_4 представляють собою відповідно приведену масу машини, приведену статичну силу опору обертанню коліс, показник в'язкого тертя в трансмісії, суму факторів аеродинамічного опору і динамічного збільшення сили опору коченню, які визначаються за формулами (2.34), (2.35), (2.36) та (2.37) відповідно.

Приймаючи в рівнянні (2.32) величину $N_e = \text{const}$ для інтервалу ΔT , отримаємо систему п'яти лінійних рівнянь з п'ятьма невідомими, як наведено у виразі (2.33).

Вимірюючи за допомогою бортового вимірювально-реєстраційного комплексу значення лінійних прискорень \dot{V}_a і швидкості V_a з проміжками, рівними кроці часу Δt можна для кожного інтервалу ΔT після отримання системи лінійних рівнянь (2.33) отримати шукані параметри N_e і C_1, C_2, C_3, C_4 . В межах одного інтервалу вимірювань ΔT вказані параметри приймаються постійними. Для розглянутого випадку інтервал вимірювання дорівнюватиме

$$\Delta T = 4\Delta t. \quad (2.44)$$

Розглядаємо п'ять моментів часу: $t_1, t_2 = t_1 + \Delta t, t_3 = t_2 + \Delta t = t_1 + 2\Delta t, t_4 = t_3 + \Delta t = t_1 + 3\Delta t$ і $t_5 = t_4 + \Delta t = t_1 + 4\Delta t$. Цим моментам часу відповідають параметри, відповідно $\dot{V}_{a1}; \dot{V}_{a2}; \dot{V}_{a3}; \dot{V}_{a4}; \dot{V}_{a5}; V_{a1}; V_{a2}; V_{a3}; V_{a4}; V_{a5}$. Для подальшої обробки результатів розрахунку визначаються розрахункові (середні) параметри часу, лінійних прискорень і швидкостей руху

$$\bar{t} = t_1 + \frac{\Delta T}{2} = t_1 + 2\Delta t = t_3; \quad (2.45)$$

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{V}_{a1} + \dot{V}_{a2} + \dot{V}_{a3} + \dot{V}_{a4} + \dot{V}_{a5}}{5}; \quad (2.46)$$

$$V_a = \frac{V_{a1} + V_{a2} + V_{a3} + V_{a4} + V_{a5}}{5}. \quad (2.47)$$

Якщо перетворити систему рівнянь (2.33) до виду, як у виразі (2.38), то для вирішення поставленого завдання буде достатньо 4 рівнянь, у яких коефіцієнти C'_1, C'_2, C'_3, C'_4 визначатимуться за виразами (2.39), (2.40), (2.41) та (2.42) відповідно.

В даному випадку, для отримання результату необхідно ідентифікувати хоча б один з шуканих коефіцієнтів C_1, C_2, C_3, C_4 . Зручніше за все це зробити для коефіцієнта C_4 , який залежить тільки від швидкості V і майже не змінює свої параметри в процесі експлуатації. Цей коефіцієнт можна визначити заздалегідь (шляхом проведення вибігу і занесення в пам'ять комп'ютера).

Інтервал вимірювання в даному випадку

$$\Delta T = 3\Delta t. \quad (2.48)$$

Розрахункові параметри часу, швидкості та прискорення

$$\bar{t} = t_1 + \frac{\Delta T}{2} = t_1 + 1,5\Delta t; \quad (2.49)$$

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{V}_{a1} + \dot{V}_{a2} + \dot{V}_{a3} + \dot{V}_{a4}}{4}; \quad (2.50)$$

$$V_a = \frac{V_{a1} + V_{a2} + V_{a3} + V_{a4}}{4}. \quad (2.51)$$

Отримані в результаті рішення системи рівнянь (2.33) і (2.38) значення потужності двигуна заносяться в пам'ять комп'ютера. Оскільки прийнято допущення того, що $N_e = \text{const}$ протягом інтервалу часу ΔT , то роботу двигуна на зазначеному інтервалі можна визначити як

$$\Delta A_e = N_e \cdot \Delta T. \quad (2.52)$$

Робота двигуна, виконана за час T

$$A_{eT} = \Delta T \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{ei}, \quad (2.53)$$

де N_{ei} – потужність двигуна, визначена в i -му інтервалі вимірювання ΔT .

Час ΔT повинен вибиратися з умови найменшої похибки вимірювання та частоти зняття інформації з датчиків. Будемо вважати роботу двигуна A_{eT} , виконану за деякий оптимальний (розрахунковий) період часу ΔT квантом роботи двигуна. В цьому випадку, сумарне напруження двигуна автомобіля з початку експлуатації чи поновлення експлуатації після ремонту буде визначатися шляхом постійного послідовного підсумовування зазначених розрахункових квантів роботи двигуна.

Потужність двигуна, що витрачається на розгін

$$N_p = m_a \cdot V_a \cdot \dot{V}_a. \quad (2.54)$$

Миттєвий коефіцієнт корисної дії (ККД) автомобіля [26]

$$\eta_{\text{мит}} = \frac{N_p}{N_e} = \frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_a b_1 + b_2 + b_3 V_a + b_4 V_a^2}. \quad (2.55)$$

Таким чином, під час руху автомобіля можна визначати потужність двигуна (роботу двигуна) і ККД автомобіля.

2.5 Визначення поточної маси автомобіля в процесі руху

Для коректної роботи бортових систем автомобіля необхідно використовувати значення його поточної маси.

Маса автомобіля безпосередньо впливає на його динамічні властивості, а саме на прискорення автомобіля при розгоні. Тому за зміною прискорення автомобіля при розгоні з'являється можливість визначення поточної маси автомобіля в експлуатації.

Приймаємо допущення, що за кермом автомобіля знаходиться постійно одна і та ж людина. Тому m_{a_1} (маса спорядженого автомобіля з водієм) буде постійною та визначається за формулою

$$m_{a_1} = m_{ac} + m_{\text{вод}}, \quad (2.56)$$

де m_{ac} – маса спорядженого автомобіля;

$m_{\text{вод}}$ – маса водія.

Під час експлуатації маса автомобіля m_{a_2} буде змінюватися в залежності від кількості пасажирів та вантажу, що перевозиться. Тому її визначення є необхідним для коректної роботи бортової системи безпеки та діагностики.

Визначення повної маси автомобіля здійснюватиметься шляхом проведення розгону завантаженого автомобіля на горизонтальній ділянці дороги з місця на першій та (або) другій та (або) третій передачах, при певному натисканні на педаль акселератора. При цьому повздовжнє прискорення завантаженого автомобіля \dot{V}_{a_2} реєструється за допомогою трикоординатних давачів прискорення, встановлених безпосередньо на кузові автомобіля та бортового комп'ютера. Маса завантаженого автомобіля m_{a_2} складатиметься з відомої маси спорядженого автомобіля m_{ac} , відомої маси водія $m_{\text{вод}}$, та невідомої маси вантажу або пасажирів $m_{\text{вн}}$

$$m_{a_2} = m_{ac} + m_{\text{вод}} + m_{\text{вн}}, \quad (2.57)$$

де $m_{\text{вн}}$ – маси вантажу або пасажирів.

Потужність двигуна залежить від кількості і якості палива, що подається в камери згоряння. При постійних показниках якості палива (інтервал експлуатації автомобіля між заправками) та незмінному технічному стані автомобіля при

натисканні на педаль газу на певну постійну величину, потужність двигуна при однаковій швидкості руху автомобіля, буде постійною не залежно від його завантаження. Тому

$$N_{e_1} = N_{e_2}, \quad (2.58)$$

де N_{e_1} – потужність двигуна автомобіля при повній масі m_{a_1} ;

N_{e_2} – потужність двигуна автомобіля при повній масі m_{a_2} .

Потужність двигуна, що реалізується при розгоні автомобіля може бути визначена за формулою [31]

$$N_e = \frac{m_a \cdot g \cdot V_a \cdot f + kF \cdot V_a^3 + m_a \cdot V_a \cdot \delta \cdot \frac{dV_a}{dt}}{\eta_{TP} \cdot (1 - S_x)}, \quad (2.59)$$

де S_x – відносне буксування ведучих коліс;

f – коефіцієнт сумарного дорожнього опору прийнято;

η_{TP} – коефіцієнт корисної дії трансмісії.

З урахуванням відсутності буксування ведучих коліс при розгоні ($S_x = 0$) потужність двигуна автомобіля з відомою масою m_{a_1} та з невідомою масою m_{a_2} визначатимуться за відповідними формулами:

$$N_{e_1} = \frac{m_{a_1} \cdot g \cdot V_{a_1} \cdot f + kF \cdot V_{a_1}^3 + m_{a_1} \cdot \dot{V}_{a_1} \cdot \delta \cdot V_{a_1}}{\eta_{TP}}; \quad (2.60)$$

$$N_{e_2} = \frac{m_{a_2} \cdot g \cdot V_{a_2} \cdot f + kF \cdot V_{a_2}^3 + m_{a_2} \cdot \dot{V}_{a_2} \cdot \delta \cdot V_{a_2}}{\eta_{TP}}, \quad (2.61)$$

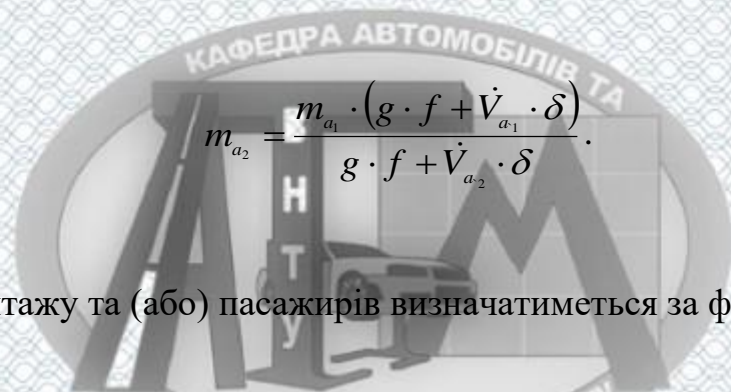
де \dot{V}_{a_1} – прискорення автомобіля масою m_{a_1} ;

\dot{V}_{a_2} – прискорення автомобіля масою m_{a_2} .

Підставивши вирази (2.59), (2.60) у рівняння (2.58), та провівши перетворення, отримаємо формулу визначення поточної маси автомобіля

$$m_{a_2} = \frac{m_{a_1} \cdot V_{a_1} \cdot (g \cdot f + \dot{V}_{a_1} \cdot \delta) + kF \cdot V_{a_1}^3 - kF \cdot V_{a_2}^3}{g \cdot V_{a_2} \cdot f + \dot{V}_{a_2} \cdot \delta \cdot V_{a_2}}. \quad (2.62)$$

З урахуванням $V_a = V_{a_1} = V_{a_2}$ формула (2.59) прийме вигляд



$$m_{a_2} = \frac{m_{a_1} \cdot (g \cdot f + \dot{V}_{a_1} \cdot \delta)}{g \cdot f + \dot{V}_{a_2} \cdot \delta}. \quad (2.63)$$

Маса вантажу та (або) пасажирів визначатиметься за формулою

$$m_{en} = \frac{m_{a_1} \cdot (\dot{V}_{a_1} - \dot{V}_{a_2})}{\dot{V}_{a_2} + \frac{g \cdot f}{\delta}}. \quad (2.64)$$

Прискорення автомобіля \dot{V}_{a_1} масою m_{a_1} при розгоні визначаються попередньо при спеціальному тестовому заїзді, що заключається у розгоні на горизонтальній ділянці дороги на 1-й передачі при натисненні на педаль газу на певну постійну величину.

Прискорення автомобіля \dot{V}_{a_2} масою m_{a_2} визначається за допомогою давачів прискорення під час експлуатації при розгоні на горизонтальній ділянці дороги на 1-й передачі при натисканні на педаль газу на ту ж саму певну постійну величину.

Значення δ вираховується за формулою (2.2) з урахуванням значення $U_{кп}$ для першої передачі.

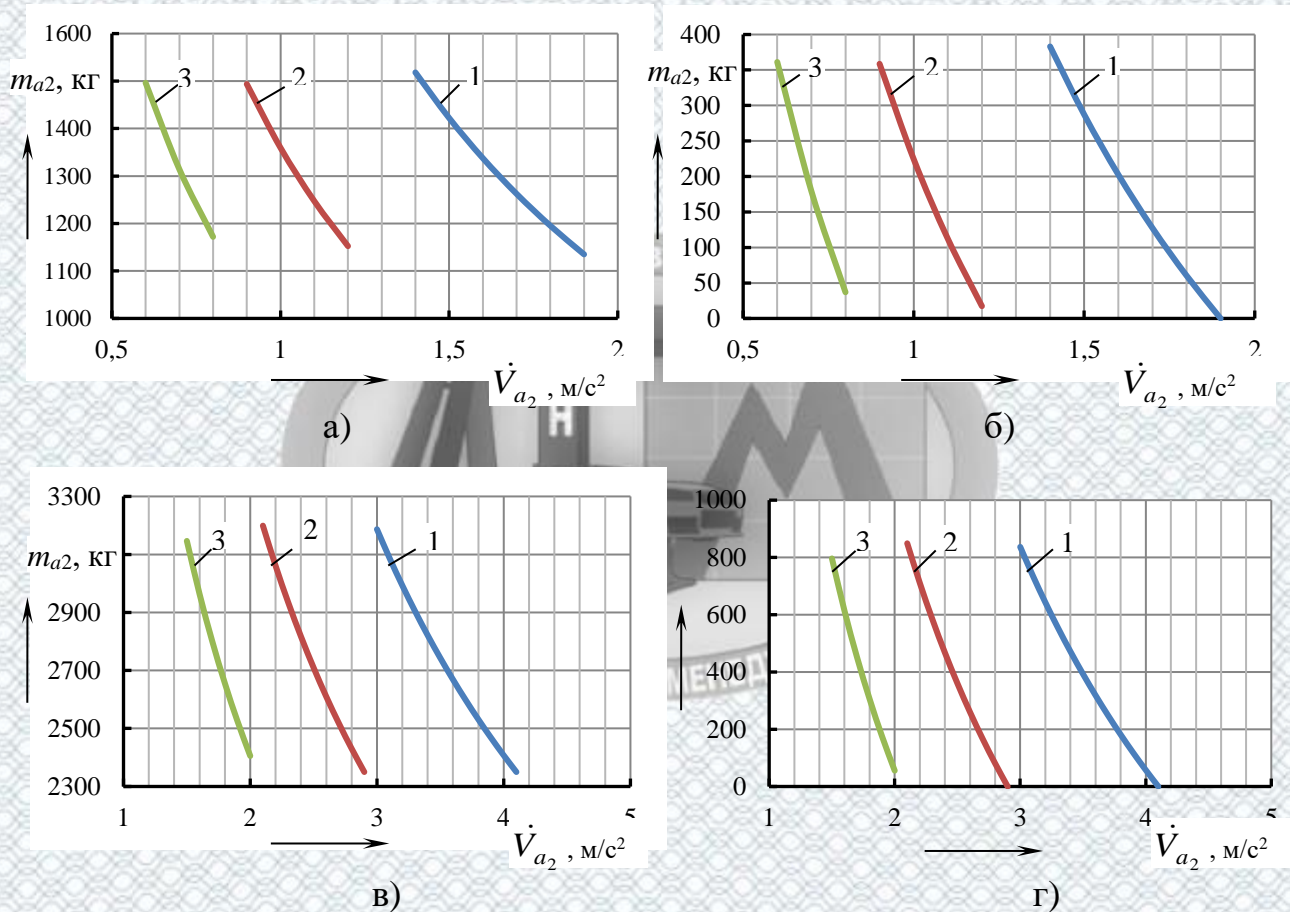
Значення маси m_{a_2} та m_{en} вираховується багатократно при різних швидкостях руху V_{a_i} продовж всього часу розгону автомобіля на першій та (або) другій та (або) третій передачах.

За формулами (2.61) і (2.62) побудовані графіки взаємозв'язку повної маси автомобіля (маси вантажу або пасажирів) та прискорення при його розгоні для легковиків Богдан 2111 та Toyota Land Cruiser при розгоні на першій, другій та третів передачах при максимальному натисканні на педаль акселератора. Графіки побудовані при наступних значеннях величин для автомобіля Богдан 2111: прискорення в спорядженому стані ($m_{a1} = 1135$ кг) при розгоні на першій передачі ($U_1 = 3,636$) при швидкості $V_a = 6,5$ м/с, $\dot{V}_{a_1} = 1,9$ м/с²; при розгоні на другій передачі ($U_2 = 1,95$) при швидкості $V_a = 11$ м/с, $\dot{V}_{a_1} = 1,22$ м/с²; при розгоні на третій передачі ($U_3 = 1,357$) при швидкості $V_a = 16,7$ м/с, $\dot{V}_{a_1} = 0,83$ м/с²; коефіцієнт сумарного дорожнього опору прийнято $f = 0,014$; для автомобіля Toyota Land Cruiser: прискорення в спорядженому стані ($m_{a1} = 2350$ кг) при розгоні на першій передачі ($U_1 = 3,52$) при швидкості $V_a = 6,5$ м/с, $\dot{V}_{a_1} = 4,1$ м/с²; при розгоні на другій передачі ($U_2 = 2,04$) при швидкості $V_a = 11$ м/с, $\dot{V}_{a_1} = 2,9$ м/с²; при розгоні на третій передачі ($U_3 = 1,4$) при швидкості $V_a = 16,7$ м/с, $\dot{V}_{a_1} = 2,05$ м/с²; коефіцієнт сумарного дорожнього опору прийнято $f = 0,014$.

Аналіз графіків (рис. 2.2 а, б) показує, що діапазон зміни прискорення при різному завантаженні автомобіля Богдан 2111 \dot{V}_{a_2} варіюється від 1,4 м/с² (при повному завантаженні) до 1,9 м/с² (в спорядженому стані) при розгоні на 1-й передачі, та складає 0,5 м/с². При розгоні автомобіля Богдан 2111 на 3-й передачі діапазон зміни прискорення при різному завантаженні варіюється від 0,6 м/с² (при повному завантаженні) до 0,8 м/с² (в спорядженому стані) та складає 0,2 м/с².

Діапазон зміни прискорення при різному завантаженні автомобіля Toyota Land Cruiser (рис. 2.2 в, г) \dot{V}_{a_2} варіюється від 3 м/с² (при повному завантаженні)

до $4,1 \text{ м/с}^2$ (в спорядженому стані) при розгоні на 1-й передачі, та складає $1,1 \text{ м/с}^2$. При розгоні автомобіля Toyota Land Cruiser на 3-й передачі діапазон зміни прискорення при різному завантаженні варіюється від $1,5 \text{ м/с}^2$ (при повному завантаженні) до 2 м/с^2 (в спорядженому стані) та складає $0,5 \text{ м/с}^2$.



1 – розгін на 1-ій передачі (при $V_a = 6,5 \text{ м/с}$); 2 – розгін на 2-ій передачі (при $V_a = 11 \text{ м/с}$); 3 – розгін на 3-ій передачі (при $V_a = 16,7 \text{ м/с}$)

а – графіки взаємозв'язку повної маси автомобіля Богдан 2111 та прискорення при розгоні; б – графіки взаємозв'язку маси вантажу та (або) пасажирів автомобіля Богдан 2111 та прискорення при розгоні; в – графіки взаємозв'язку повної маси автомобіля Toyota Land Cruiser та прискорення при розгоні; г – графіки взаємозв'язку маси вантажу та (або) пасажирів автомобіля Toyota Land Cruiser та прискорення при розгоні

Рисунок 2.2 – Діаграма визначення маси автомобіля за його прискоренням при розгоні

Таким чином, зі збільшенням номера передачі діапазон зміни прискорення автомобіля при різному завантаженні при розгоні зменшується, що в свою чергу, буде збільшувати похибку визначення повної маси автомобіля. Тому визначення повної маси автомобіля за наведеною методикою рекомендується здійснювати при розгоні на першій передачі, при повному натисканні на педаль акселератора.

Остаточні значення маси завантаженого автомобіля m_{a_2} та маси вантажу та (або) пасажирів, які будуть в подальшому використовуватися в роботі його бортових систем безпеки, визначається як математичне очікування (середнє арифметичне) отриманих при розгоні величин

$$m_{a_2} = \bar{m}_{a_2i} = \frac{\sum_{i=1}^n m_{a_2i}}{n} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{m_{a_1} \cdot (g \cdot f + \dot{V}_{a_{1i}} \cdot \delta)}{g \cdot f + \dot{V}_{a_{2i}} \cdot \delta}}{n}; \quad (2.65)$$

$$m_{en} = \bar{m}_{eni} = \frac{\sum_{i=1}^n m_{eni}}{n} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{m_{a_1} \cdot (\dot{V}_{a_{1i}} - \dot{V}_{a_{2i}})}{\dot{V}_{a_{2i}} + \frac{g \cdot f}{\delta}}}{n}. \quad (2.66)$$

де n – кількість розрахункових точок при розгоні автомобіля на першій та (або) другій та (або) третій передачах.

$$n = \frac{V_{a \max} - V_{a \min}}{\Delta V_a}, \quad (2.67)$$

де $V_{a \max}$ – максимальна швидкість автомобіля при розгоні на 1-й передачі;

$V_{a \min}$ – початкова швидкість автомобіля при розгоні на 1-й передачі;

ΔV_a – крок між розрахунковими точками.

При кроці $\Delta V_a = 0,5$, км/год та при інтервалі швидкості розгону автомобіля на першій передачі від $V_{a \min} = 0$ км/год до $V_{a \max} = 40$ км/год, кількість розрахункових точок складе $n = 80$.

Оцінка середнього квадратичного відхилення за формулою

$$\sigma_a = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (m_{a2i} - \bar{m}_{a2i})^2} \cdot c. \quad (2.68)$$

На рис. 2.3 наведено структурну схему запропонованого методу визначення повної маси автомобіля та маси вантажу та (або) пасажирів в експлуатації, використання якого дозволяє розширити перелік параметрів, що враховуються в роботі бортових систем керування автомобілем.



Рисунок 2.3 – Структурна схема методу визначення повної маси автомобіля та маси вантажу та (або) пасажирів в експлуатації

Перевантаження автомобіля визначатиметься за формулою

$$P = \frac{m_{a_2} - m_{a_c}}{m_{a_{\Pi}} - m_{a_c}} \cdot 100\% , \quad (2.69)$$

де $m_{a_2} - m_{a_c}$ – поточна маса вантажу, включно з водієм;

$m_{a_{\Pi}} - m_{a_c}$ – вантажопідйомність автомобіля.

Якщо $P < 100\%$ – маса вантажу не перевищує вантажопідйомність автомобіля. Якщо $P > 100\%$ – наявність перевантаження. В такому випадку величина перевантаження

$$P = m_{a_2} - m_{a_{\Pi}} . \quad (2.70)$$

2.6 Експериментальні дослідження методу визначення поточної ефективної потужності двигуна автомобіля в умовах експлуатації

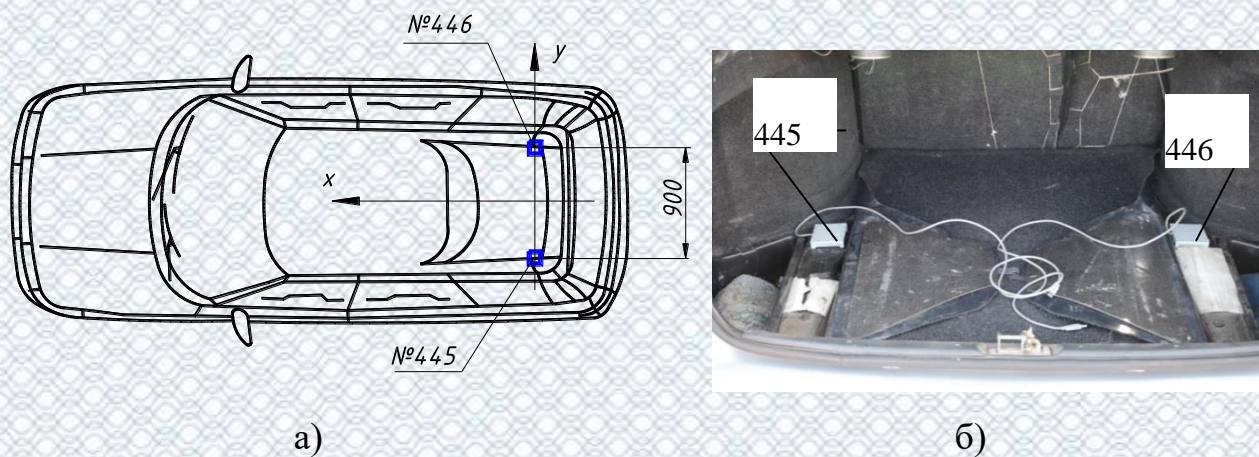
Для перевірки достовірності розробленого способу визначення потужності двигуна автомобіля під час його експлуатації проведені експериментальні дослідження на автомобілі Богдан 2111 у дорожніх умовах. Основні характеристики автомобіля Богдан 2111 на якому встановлено двигун з інжекторною подачею палива є такі [32]: споряджена маса автомобіля з водієм $m_{a \text{ спор}} = 1135$ кг, повна маса автомобіля $m_a = 1555$ кг, висота $H = 1,48$ м, ширина $B = 1,68$ м, довжина $L = 4,285$ м, максимальна потужність двигуна $N_{e \text{ max}} = 56,4$ кВт при частоті обертання колінчастого валу $n_{Ne} = 5400$ хв⁻¹, максимальний крутний момент $M_{e \text{ max}} = 115,7$ Н·м при частоті обертання колінчастого валу $n_{Ne} = 2800$ хв⁻¹, максимальна швидкість $V_{a \text{ max}} = 165$ км/год, передаточні числа коробки передач: $u_{КП1} = 3,636$, $u_{КП2} = 1,95$, $u_{КП3} = 1,357$, $u_{КП4} = 0,941$, $u_{КП5} = 0,784$, $u_{КП3n} = 3,5$, передаточне число головної передачі $u_{ГП} = 3,7$, статичний радіус колеса $r_c = 0,280$

м, коефіцієнт опору повітря $k=0,28$, коефіцієнт сумарного дорожнього опору $f=0,014$.

Метою випробувань є перевірка теоретичних положень, що відносяться до визначення поточної ефективної потужності двигуна автомобіля в процесі його руху та порівняння отриманих значень потужності з теоретичними.

Випробування проводилися на горизонтальній ділянці дороги з твердим і рівним асфальтобетонним покриттям. Інтенсивність руху автотранспорту під час проведення експерименту була мінімальною. Поздовжній і поперечний ухили дороги, на якій проводився експеримент, не перевищували 1,5 %. Агрегати трансмісії і ходової частини автомобілів перед початком випробувань були прогріті. Шини чисті, сухі, знос рисунка протектора не більше 5 %.

Дорожні експериментальні дослідження базувалися на вимірюванні параметрів руху автомобіля інерційними чутливими елементами (давачами) в реальних умовах руху. На (рис. 2.4) представлені схема установки на кузов автомобіля трикоординатних давачів прискорень та місця їх кріплення.



а – схема установки давачів; б – місця кріплення давачів

Рисунок 2.4 – Схема установки трикоординатних давачів прискорення на автомобілі Богдан 2111 при проведенні експериментальних досліджень

Зняття даних по поздовжньому прискоренню автомобіля здійснюється одночасно з двох давачів, що дозволяє підвищити точність вимірювань за рахунок усереднення одержуваних значень.

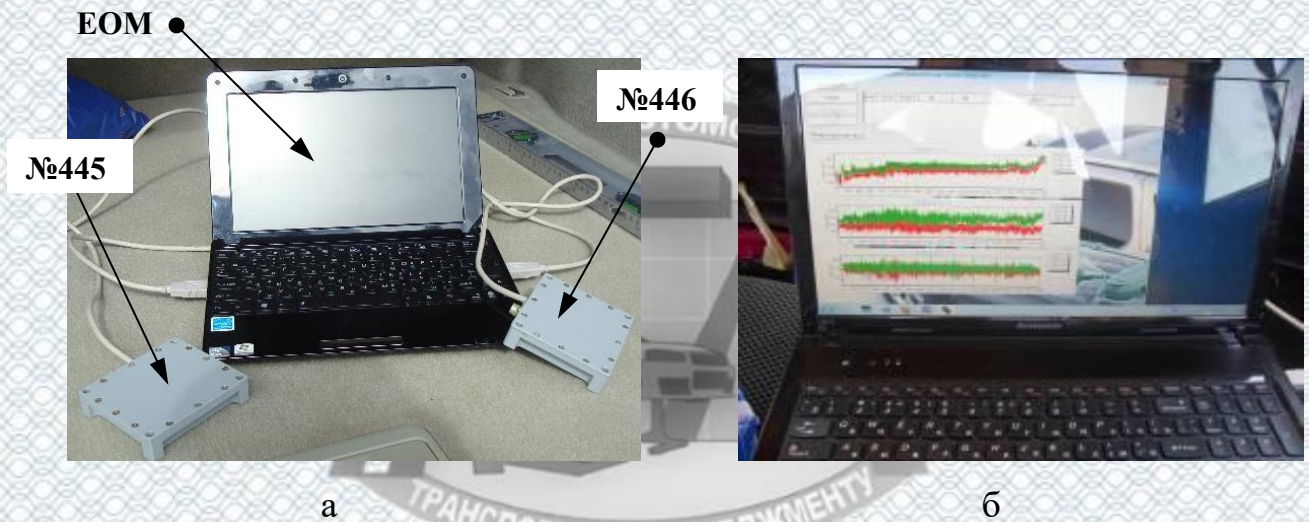
Під час експерименту здійснювався вибіг автомобіля, перед яким виконувався розгін автомобіля до швидкості $V_a = 130$ км/год. Після зупинки автомобіля та запису отриманих даних на змінний носій, заїзд повторювався в зворотному напрямку дороги для зменшення впливу на результат похибок від ухилу дороги.

Другим етапом здійснювався інтенсивний розгін автомобіля на першій передачі при максимальному натисканні на педаль акселератора. Кінцева швидкість при розгоні автомобіля відповідала частоті обертання колінчастого вала двигуна $n = 5600$ хв⁻¹ на відповідній передачі. Далі здійснювалася зупинка, після якої заїзд повторювався в зворотному напрямку для компенсації похибки від кутів ухилу дороги. Після цього цикл випробувань повторювався та розгін відбувався на другій передачі. В останньому циклі випробувань розгін здійснювався на третій передачі. Початкова швидкість при розгоні на першій передачі складала 8 км/год, на другій передачі – 14 км/год, на третій передачі – 20 км/год. В ході випробувань в салоні автомобіля знаходилися водій та два пасажери, загальною масою 240 кг. Час одного заїзду при здійсненні вибігу становив 150-160 с. Час одного заїзду при розгоні на 1-й - 3-й передачах становив 25-30 с.

Перелік показників, що визначаються. У процесі руху реєструвалися наступні параметри: час руху t , с; швидкість руху V , м/с; код АЦП по осі ОХ з двох давачів (для переведення в поздовжні прискорення).

Порядок і способи реєстрації результатів випробувань. Безперервний процес запису показань давачів прискорень здійснюється за допомогою спеціальної програми, яка дозволяє одночасно реєструвати дані і зберігати їх на жорсткому диску ЕОМ, а також візуалізувати процес випробувань (рис. 2.5 б).

При проведенні дорожніх випробувань використовувався вимірювально-реєстраційний комплекс для випробувань мобільних машин та їх елементів модифікації 4-001, розроблений на кафедрі ТМ і РМ ХНАДУ (рис. 2.5 а). Комплекс складається з двох датчиків прискорень Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT, а також ЕОМ для зняття і архівації даних [14, 33, 34]. Застосування таких датчиків дозволяє отримувати необхідні дані без втручання в конструкцію автомобіля.



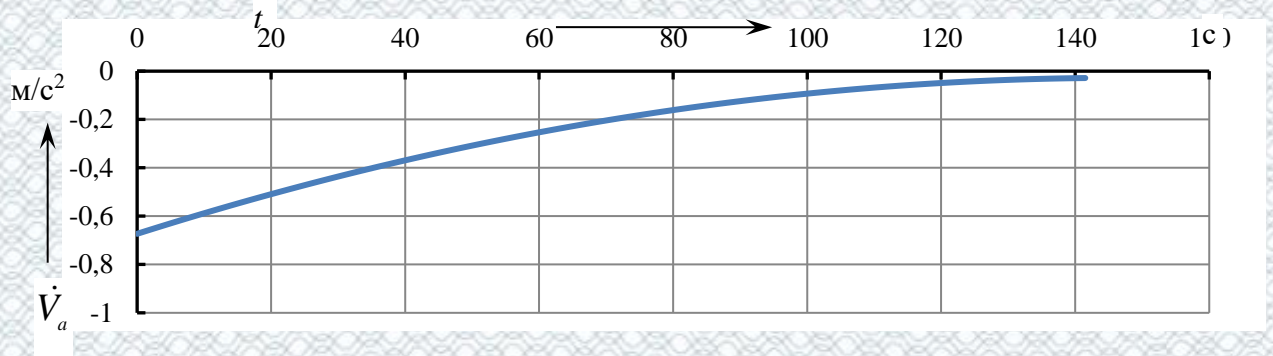
а – датчі та портативна ЕОМ; б – вікно програми реєстрації даних

Рисунок 2.5 – Вимірювально-реєстраційний комплекс

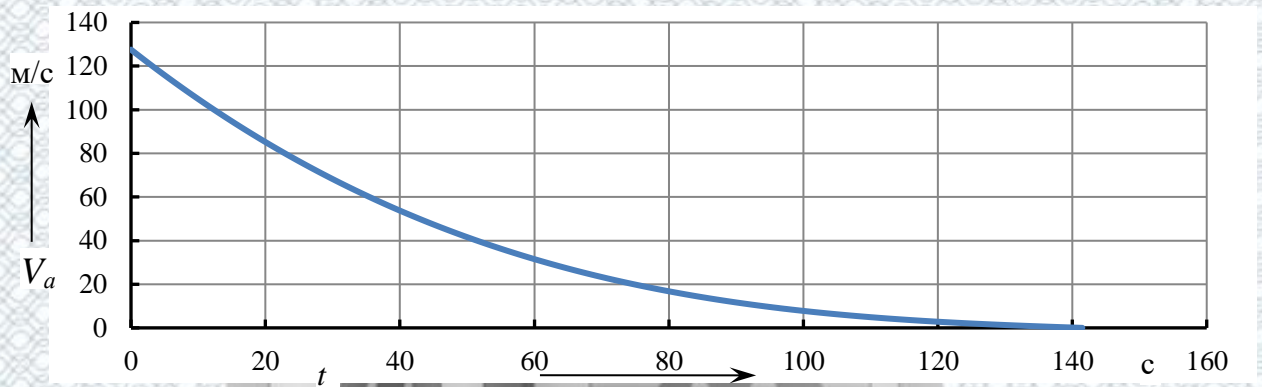
Застосовувані для проведення експерименту датчі MMA7260QT – ємнісні акселерометри з трьома робочими осями і межею вимірювання $\pm 1,5 \text{ g}$, мають вбудований фільтр корекції зміни температури, фільтр нижніх частот і крайніх значень, не вимагають додаткових пристроїв. Датчі мають високу чутливість (800 мВ/г), характеризуються швидкою ініціалізацією [35]. Похибка вимірювання акселерометрів MMA7260QT складає 1% [34].

Визначення параметрів руху автомобіля здійснюється одночасно двома датчами прискорень. Вимірювання проводяться в поздовжньому напрямку.

Під час проведення експерименту були отримані графіки зміни поздовжнього прискорення та швидкості автомобіля у часі при вибігу (рис. 2.6).



а)



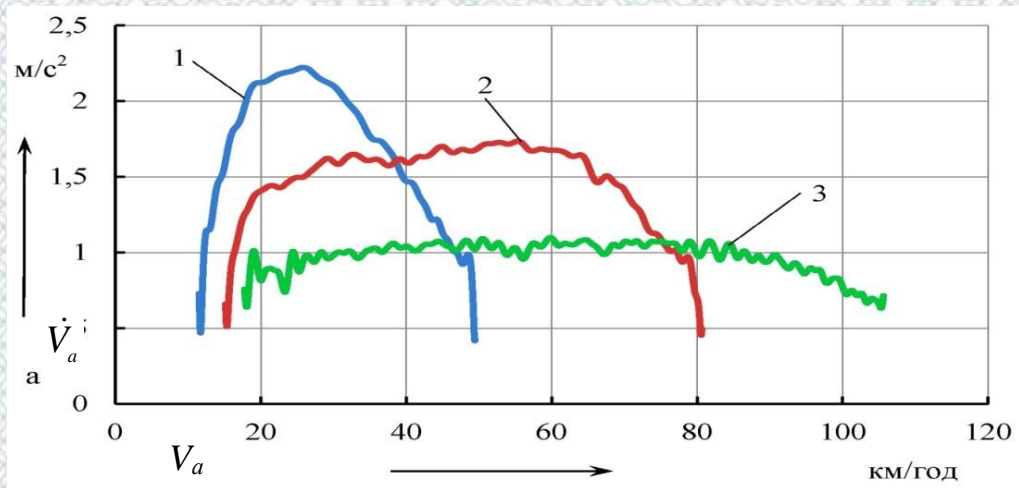
б)

а – графік залежності прискорення від часу при вибігу;

б – графік залежності швидкості автомобіля від часу при вибігу

Рисунок 2.6 – Експериментальні графіки залежності швидкості та прискорення автомобіля Богдан 2111 від часу при проведенні вибігу

Також в ході проведення експерименту були отримані залежності зміни поздовжнього прискорення автомобіля у часі при розгоні на 1-й, 2-й та 3-й передачах. Для усунення надмірного коливання значень прискорення щодо середнього значення, був застосований фільтр Баттерворта [37]. Для визначення поточної швидкості автомобіля застосовувалося інтегрування значень поздовжнього прискорення при розгоні за часом. Після цього були отримані графіки залежності (рис. 2.7) поздовжнього прискорення автомобіля від швидкості при розгоні на 1-й, 2-й та 3-й передачах (розгін здійснювався при максимальному натисканні на педаль акселератора).



1 – прискорення автомобіля на першій передачі; 2 – прискорення автомобіля на другій передачі; 3 – прискорення автомобіля на третій передачі

Рисунок 2.7 – Графік залежності поздовжнього прискорення від швидкості автомобіля Богдан 2111

Згідно з блок схемою послідовності визначення потужності двигуна автомобіля під час його руху (рис. 2.1) та з використанням формул (2.11) – (2.13) визначення коефіцієнтів a_1 , a_2 , a_3 , виразів (2.23), (2.28) – (2.30) визначення коефіцієнтів b_1 , b_2 , b_3 , b_4 , та рівняння (2.22) були отримані значення ефективної потужності двигуна при розгоні автомобіля на 1-й, 2-й та 3-й передачах. За отриманими результатами побудовані експериментальні графіки залежності потужності двигуна автомобіля Богдан 2111 від лінійної швидкості при розгоні на 1-й – 3-й передачах (рис. 2.8).

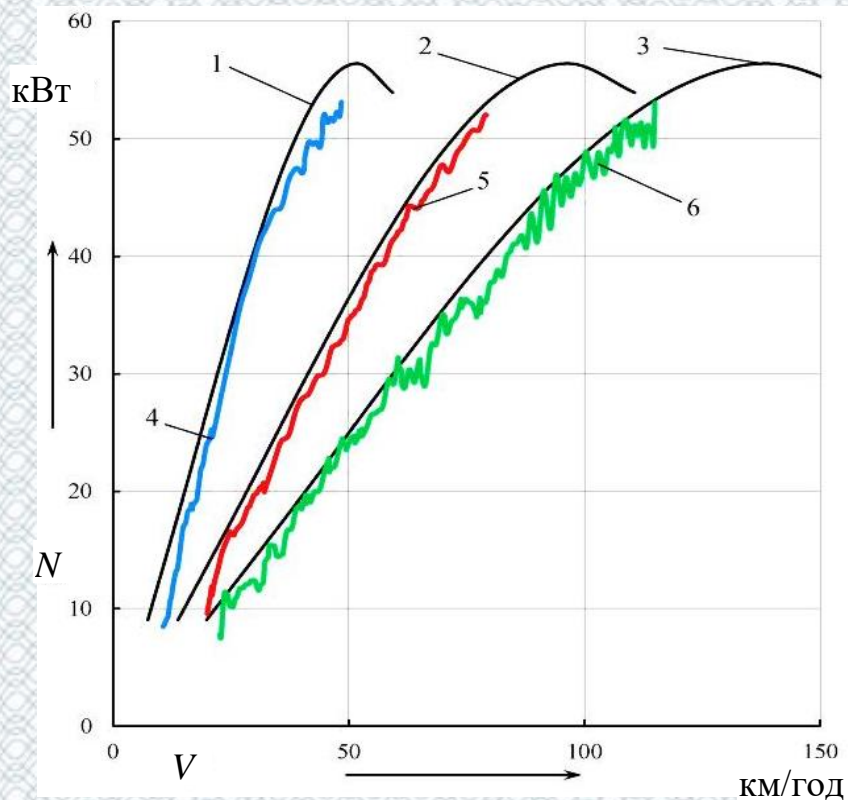
Оцінка адекватності розробленої математичної моделі проводилася на підставі порівняння експериментальних даних з визначення поточної потужності двигуна при розгоні автомобіля з її теоретичними значеннями.

Абсолютна похибка (абсолютна розбіжність експериментальних і розрахункових даних) ΔN_e визначалася за формулою

$$\Delta N_e = \left| N_{e\text{експ}} - N_{e\text{факт}} \right|, \quad (2.71)$$

де $N_{e\text{ експ}}$ – експериментальне значення ефективної потужності двигуна при визначеній швидкості автомобіля V_a ;

$N_{e\text{ факт}}$ – фактичне значення ефективної потужності двигуна при визначеній швидкості автомобіля V_a .



1, 2, 3 – теоретичні криві потужності двигуна автомобіля відповідно на першій, другій та третій передачах; 4, 5, 6 – експериментальні криві потужності двигуна автомобіля відповідно на першій, другій та третій передачах

Рисунок 2.8 – Теоретичні та експериментальні графіки залежності потужності двигуна автомобіля Богдан 2111 від лінійної швидкості

Відносне розходження експериментальних і розрахункових даних (відносна похибка) δ_{N_e} , визначалося за формулою

$$\delta_{N_e} = \frac{\Delta N_e}{N_{e\text{ факт}}} \cdot 100\% . \quad (2.72)$$

Величини розходження експериментальних і фактичних значень ефективної потужності автомобіля, визначені за формулами (2.71), (2.72) представлені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Результати розрахунку абсолютної та відносної похибок визначення ефективної потужності автомобіля

Назва параметрів	Розгін на першій передачі	Розгін на другій передачі	Розгін на третій передачі
Максимальна абсолютна похибка визначення потужності автомобіля при розгоні ΔN_e , Вт	4,3	2,1	3,2
Максимальна відносна похибка визначення потужності автомобіля при розгоні δN_e , %	10,75	7,0	7,4

2.7 Експериментальні дослідження методу визначення повної маси автомобіля або маси його вантажу в умовах експлуатації

Об'єктом випробувань є автомобіль, маса якого в ході експериментальних досліджень змінюється в широких межах. В якості такого автомобіля обрана автоцистерна АРС-14 на базі автомобіля ЗиЛ-131, маса якого змінювалася в межах від 9710 кг до 7210 кг за рахунок ступеня заповнення цистерни водою.

Метою випробувань є перевірка теоретичних положень, що відносяться до визначення маси автомобіля або маси вантажу в процесі його руху (розгону).

Випробування проводилися на горизонтальній ділянці дороги з твердим і рівним асфальтобетонним покриттям. Інтенсивність руху автотранспорту під час проведення експерименту була мінімальною. Поздовжній і поперечний ухили дороги, на якій проводився експеримент, не перевищували 1,5 %. Агрегати трансмісії і ходової частини автомобілів перед початком випробувань були прогріті. Шини чисті, сухі, знос рисунка протектора не більше 5 %.

Дорожні експериментальні дослідження базувалися на вимірюванні параметрів руху автомобіля інерційними чутливими елементами (давачами) в

реальних умовах руху. На рис. 2.9 представлена схема установки трикоординатних датчиків прискорень.

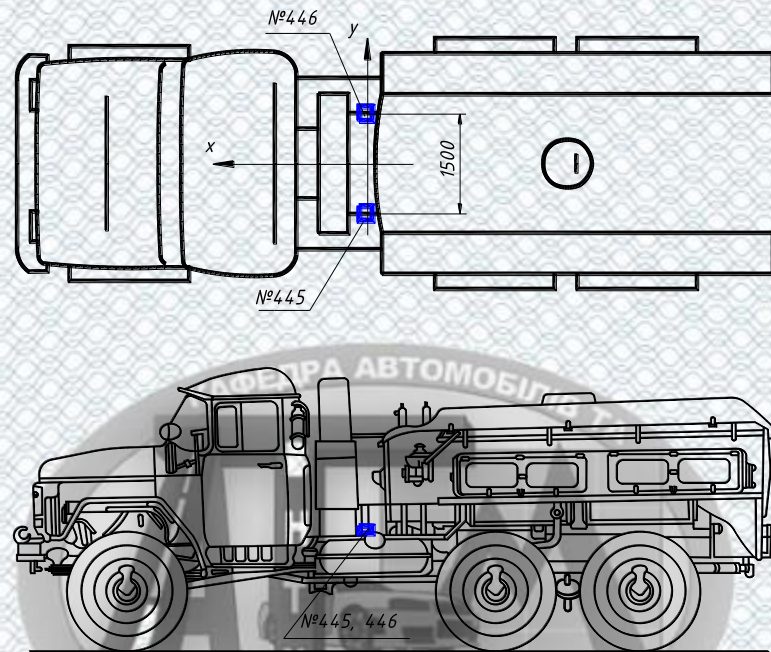


Рисунок 2.9 – Схема установки трикоординатних датчиків прискорення на автоцистерні APC-14 на базі автомобіля ЗиЛ-131 при проведенні експериментальних досліджень

Зняття даних по повздовжньому прискоренню автомобіля здійснюється одночасно з двох датчиків, що дозволяє підвищити точність вимірювань за рахунок усереднення одержуваних значень.

Під час експерименту автомобіль з певним завантаженням здійснював розгін з місця при однаковому ступені натискання на педаль газу. Далі здійснювалася зупинка, після якої заїзд повторювався в зворотному напрямку для компенсації кутів ухилу дороги. Після цього змінювалася завантаження автомобіля шляхом зливання відповідного обсягу води з цистерни і цикл випробувань повторювався. Дорожні випробування автоцистерни APC-14 проводилися при повному заповненні цистерни водою, при заповненні цистерни на 75, на 50, на 25 % і при відсутності води у цистерні, що відповідає масі

автомобіля 9710, 8460, 7835, 7210 кг відповідно. При цьому в кабіні автомобіля знаходилися три людини, загальною масою 240 кг. Час одного заїзду становив 15-20 с.

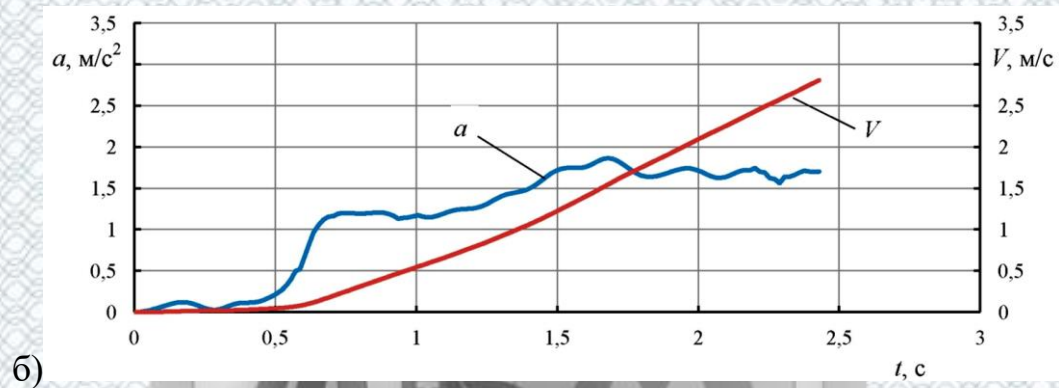
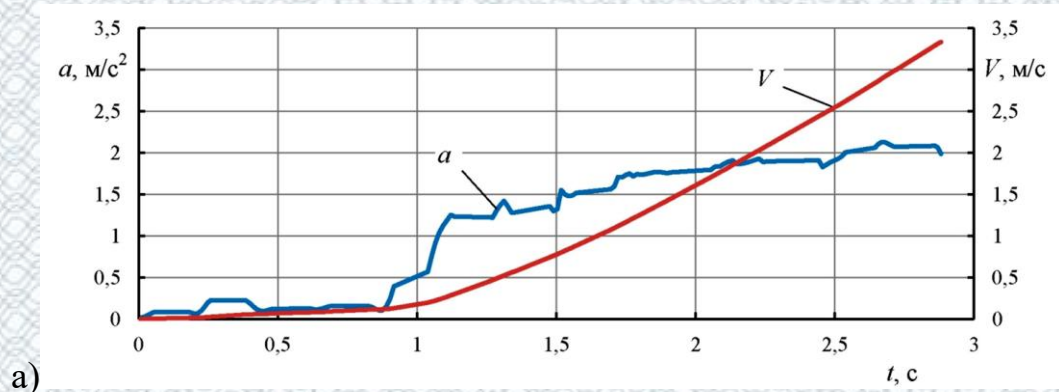
У процесі руху реєструвалися наступні параметри: час руху t с; швидкість руху V км/год за спідометром; код АЦП по осі ОХ з двох давачів (для подальшого переведення в поздовжні прискорення).

Безперервний процес запису показань давачів прискорень здійснюється за допомогою спеціальної програми, яка дозволяє одночасно реєструвати дані і зберігати їх на жорсткому диску ЕОМ, а також візуалізувати процес випробувань (рис. 2.5 б).

Устаткування, що застосовувалося при проведенні експериментальних досліджень аналогічне описаному вище у пункті 2.6.

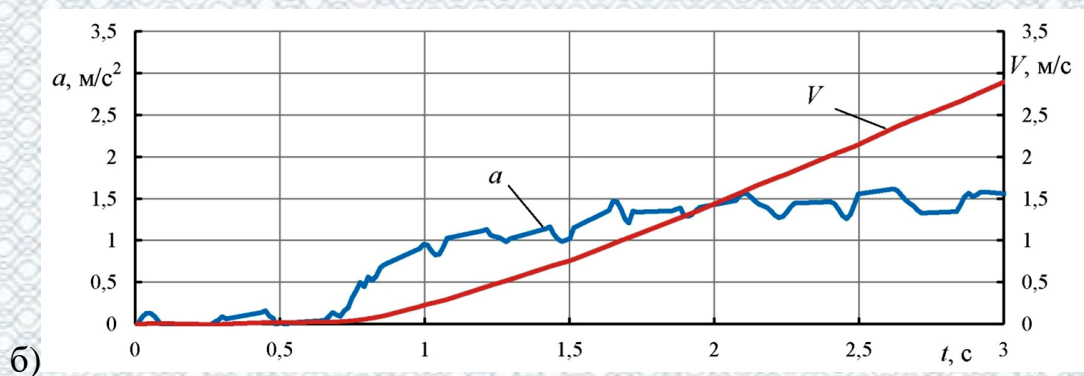
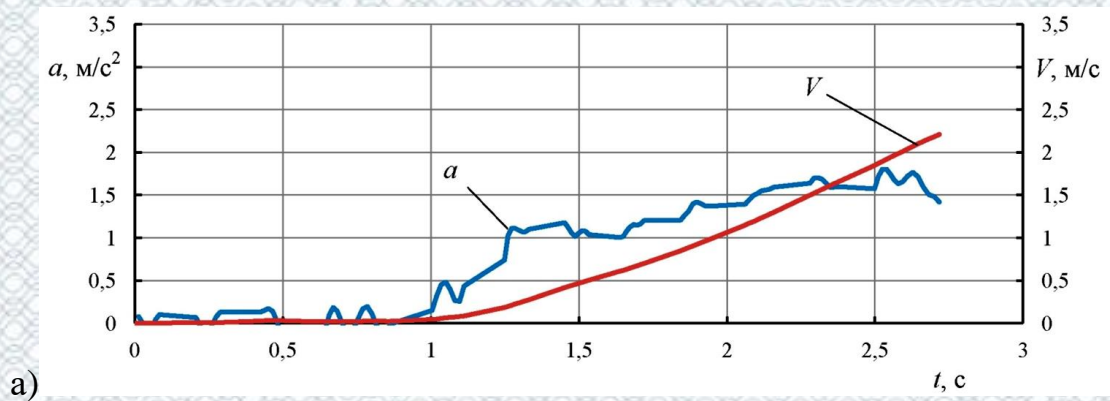
У процесі експериментального дослідження здійснювалася перевірка теоретичних положень, що відносяться до визначення поточної маси автомобіля або маси його вантажу в процесі експлуатації. У ході експерименту були отримані залежності поздовжнього прискорення автомобіля від часу при розгоні автоцистерни за показаннями кожного з двох давачів прискорення. Показання давачів усереднювалися, після чого були отримані відповідні залежності, які в подальшому були оброблені з використанням фільтру Баттерворта [37]. Після обробки отриманих від давачів прискорення даних, були побудовані графіки залежності поздовжнього прискорення і швидкості від часу автоцистерни АРС-14 при розгоні при різному ступені заповнення цистерни (рис. 2.10, 2.11).

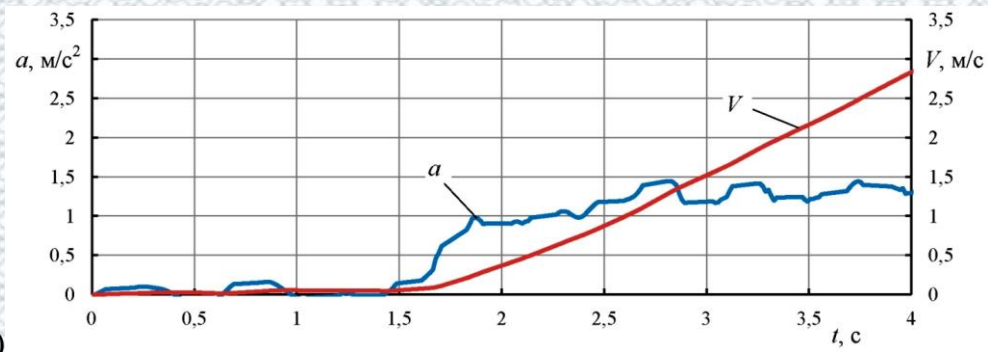
А також отримані графіки залежності зміни прискорення автоцистерни АРС-14 при розгоні в залежності від швидкості при різному ступені заповнення цистерни (рис. 2.12).



а – при порожній цистерні; б – при заповненні цистерни на 25 %

Рисунок 2.10 – Зміна прискорення і швидкості автоцистерни АРС-14 в часі при розгоні на другій передачі

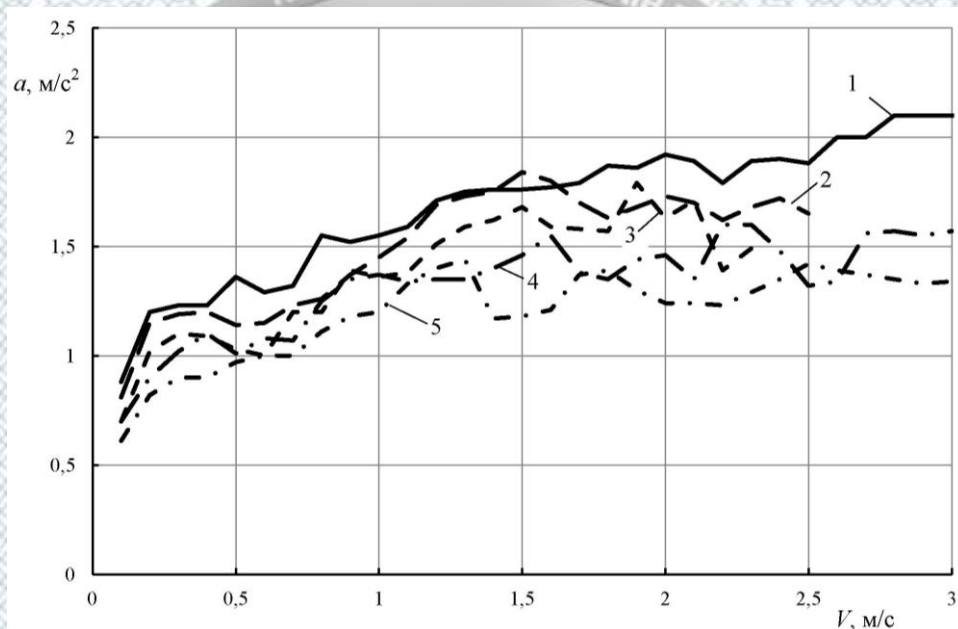




в)

а – при заповненні цистерни на 50 %; б – при заповненні цистерни на 75 %;
в – при заповненні цистерни на 100 %

Рисунок 2.11 – Зміна прискорення і швидкості автоцистерни АРС-14 в часі при розгоні на другій передачі



1 – при порожній цистерні; 2 – при заповненні цистерни на 25 %; 3 – при заповненні цистерни 50 %; 4 – при заповненні цистерни 75 %; 5 – при заповненні цистерни 100 %

Рисунок 2.12 – Зміна прискорення автоцистерни АРС-14 при розгоні в залежності від швидкості при різному заповненні цистерни

Визначення поточної маси автомобіля m_{a2} в кожному заїзді здійснювалося за формулою (2.65), маса вантажу та (або) пасажирів m_{en} визначалася за формулою (2.66). В якості еталонного заїзду був прийнятий розгін повністю спорядженого автомобіля з трьома людьми в кабіні з порожньою цистерною. Маса такого автомобіля відома і становить $m_{a1} = 7210$ кг. Коефіцієнт врахування

оберткових мас двигуна і трансмісії δ був визначений за формулою (2.2) з урахуванням передаточного відношення коробки передач на другій передачі $u_{кп} = 4,1$ (рушання з місця і розгін автоцистерни АРС-14 при русі на дорогах загального призначення здійснюється на 2-й передачі) і склав $\delta = 1,8705$. Коефіцієнт опору коченню був прийнятий $f = 0,014$. Значення мас m_{a2} та m_{en} в кожному заїзді визначалися багаторазово при різних швидкостях руху автомобіля V_a . Результати визначення маси m_{a2} в кожному заїзді при різних швидкостях руху автомобіля з заповненням цистерни на 25, 50, 75 і 100 % зведені в таблицю 2.2.

Таблиця 2.2 – Результати експериментального визначення маси автоцистерни АРС-14 на базі автомобіля ЗИЛ-131 з різним ступенем заповнення цистерни запропонованим способом із застосуванням давачів прискорення

Швидкість автомобіля V_a , м/с	Маса автомобіля в спорядженому стані $m_{a\text{ спор}}$, КГ	Маса автомобіля з заповненою цистерною на 25 % $m_{a\ 25\%}$, КГ	Маса автомобіля з заповненою цистерною на 50 % $m_{a\ 50\%}$, КГ	Маса автомобіля з заповненою цистерною на 75 % $m_{a\ 75\%}$, КГ	Маса автомобіля з заповненою цистерною на 100 % $m_{a\ 100\%}$, КГ
1	2	3	4	5	6
0,1	7210	7827,489	9044,755	9044,755	10363,36
0,2	7210	7519,526	8464,2955	9574,749	10492,44
0,3	7210	7447,948	8045,3629	8663,033	9790,509
0,4	7210	7385,944	8111,757	8039,932	9770,122
0,5	7210	8557,993	9440,4987	9620,883	10003,15
0,6	7210	8055,355	9212,6732	8556,999	9212,673
0,7	7210	7716,4	7901,387	8817,37	9404,414
0,8	7210	8795,529	9214,784	8862,735	9924,378
0,9	7210	7963,09	7853,714	8075,557	9177,287
1	7210	7683,276	8165,684	8109,112	9191,665
1,1	7210	7432,43	8246,51	8478,681	8538,781
1,2	7210	7291,097	8112,316	9014,87	8711,973
1,3	7210	7288,994	7894,446	9205,224	8665,663
1,4	7210	7288,25	7795,909	8937,183	10552,18
1,5	7210	7248,76	7617,3139	8587,587	10451,36
1,6	7210	7287,216	7970,0689	8161,257	10251,56

Продовження табл. 2.2

1	2	3	4	5	6
1,7	7210	7565,596	8098,1289	9174,419	9235,794
1,8	7210	8191,975	8480,736	9739,545	9483,606
1,9	7210	7923,27	7711,3624	9127,182	10014,85
2	7210	7939,894	8386,746	9274,04	10745,21
2,1	7210	7948,813	7906,173	9798,368	10571,45
2,2	7210	7898	9068,806	7987,675	10111,55
2,3	7210	8028,93	8948,527	8392,05	10175,3
2,4	7210	7894,415		9038,382	9808,252
2,5	7210	8114,415		9895,359	9278,272
2,6	7210	8675,042		10318,36	9992,018
2,7	7210	8349,473		9014,299	10106,42
2,8	7210	8723,444		9362,132	10686,18
2,9	7210			9459,38	10808,15
3	7210			9344,479	10721,95
3,1	7210				10774,23

Остаточні значення маси автомобіля m_{a2} та маси вантажу та (або) пасажирів m_{en} в кожному заїзді визначалися як математичне очікування (середнє арифметичне) отриманих при розгоні величин за формулами (2.65), (2.66). Остаточні результати експериментального визначення середніх значень маси автомобіля в процесі його руху зведені в таблицю 2.3. Остаточні результати експериментального визначення середніх значень маси вантажу та (або) пасажирів процесі руху автомобіля зведені в таблицю 2.4.

Таблиця 2.3 – Результати експериментального визначення середніх значень маси автоцистерни, абсолютної і відносної похибок

Назва параметрів	Споряджений стан	Заповнена цистерна на 25 %	Заповнена цистерна на 50 %	Заповнена цистерна на 75 %	Заповнена цистерна на 100 %
1	2	3	4	5	6
Середнє експериментальне значення маси, яке визначається при розгоні автомобіля m_{a2} , кг	—	7771,78	8334,43	8989,19	9903,70

Продовження табл. 2.3

1	2	3	4	5	6
Фактичне значення маси автомобіля m_a , кг	7210	7835	8460	9085	9710
Абсолютна похибка визначення маси автомобіля при розгоні Δm_a , кг	—	63,22	125,57	95,81	193,70
Відносна похибка визначення маси автомобіля при розгоні δ_a , %	—	0,81	1,51	1,07	1,96

Таблиця 2.4 – Результати експериментального визначення середніх значень маси вантажу автоцистерни, абсолютної і відносної похибок

Назва параметрів	Автомобіль в спорядженому стані	Автомобіль із заповненою цистерною на 25 %	Автомобіль із заповненою цистерною на 50 %	Автомобіль із заповненою цистерною на 75 %	Автомобіль із заповненою цистерною на 100 %
		Середнє експериментальне значення маси вантажу, яке визначається при розгоні автомобіля $m_{вп}$, кг	—	561,78	1124,43
Фактичне значення маси вантажу $m_{вп ф}$, кг	0	625	1250	1875	2500
Абсолютна похибка визначення маси вантажу при розгоні автомобіля $\Delta m_{вп}$, кг	—	63,22	125,57	95,81	193,70
Відносна похибка визначення маси вантажу автомобіля при розгоні $\delta_{вп}$, %	—	11,25	11,17	5,39	7,19

Оцінка адекватності розробленої математичної моделі проводилася на підставі порівняння експериментальних даних з визначення поточної маси автомобіля та маси його вантажу з їх фактичними значеннями.

Абсолютна похибка (абсолютна розбіжність експериментальних і розрахункових даних) Δm_a та Δm_{en} визначалася за формулами

$$\Delta m_a = |m_{a2} - m_a|, \quad (2.72)$$

де m_{a2} – середнє експериментальнє значення маси, визначене при розгоні автомобіля;

m_a – фактичне значення маси автомобіля;

$$\Delta m_{en} = |m_{en} - m_{en\phi}|, \quad (2.73)$$

де m_{en} – середнє експериментальнє значення маси вантажу, визначене при розгоні автомобіля;

$m_{en\phi}$ – фактичне значення маси вантажу автомобіля.

Відносне розходження експериментальних і розрахункових даних (відносна похибка) δ , визначалося за формулами

$$\delta_a = \frac{\Delta m_a}{m_a} \cdot 100\%; \quad (2.74)$$

$$\delta_{en} = \frac{\Delta m_{en}}{m_{en\phi}} \cdot 100\%. \quad (2.75)$$

Величини розходження експериментальних і фактичних значень маси автомобіля, визначені за формулами (2.72), (2.74) представлені в таблиці 2.3. Максимальна відносна похибка склала 1,96 %, що є допустимим. Величини розходження експериментальних і фактичних значень маси вантажу автомобіля, визначені за формулами (2.73), (2.75) представлені в таблиці 2.4. Максимальна відносна похибка склала 11,25 %, що менше 12 % та є допустимим.

Висновки до розділу 2

1. При визначенні значення потужності двигуна автомобіля з використанням давачів його поздовжнього прискорення при русі, необхідно враховувати не тільки сумарний дорожній і аеродинамічний опір, але і моменти опору, що виникають в трансмісії. Проведення вибігу автомобіля з реєстрацією значень поздовжніх прискорень дозволяє визначати ці величини. Визначивши за запропонованим методом потужність двигуна, що витрачається на розгін автомобіля, і потужність, що розвивається двигуном, можна розрахувати миттєвий коефіцієнт корисної дії автомобіля.

2. Метод визначення потужності двигуна автомобіля з попереднім проведенням вибігу доцільно використовувати коли параметри автомобіля змінюються в експлуатації незначно, що дозволяє проводити вибіг з великою періодичністю. Якщо параметри автомобіля в експлуатації міняються значно, то оцінку потужності двигуна автомобіля слід виконувати за методом без попереднього проведення вибігу.

3. Виконана двигуном робота з початку експлуатації або відновлення експлуатації машини після ремонту є об'єктивним показником напрацювання, що визначає довговічність виробу. Запропонована математична модель і алгоритм розрахунку ефективної потужності і роботи двигуна автомобіля, в поєднанні з використанням бортового вимірювально-реєстраційного комплексу, що включає в себе давачі лінійних прискорень і комп'ютер, можуть використовуватися на автомобілях і тракторах для оцінки їх напрацювання в процесі експлуатації без втручання в їх конструкцію. Потрібну точність розрахунків можливо забезпечити варіюванням розміру кроку Δt та часового інтервалу ΔT між розрахунковими точками.

4. Запропонований метод з використанням давачів прискорення дозволить з підвищеною точністю (за рахунок великої кількості розрахункових точок) та в початковий період руху (при першому розгоні на 1-й передачі після зміни

завантаження автомобіля) визначати поточну масу автомобіля з подальшим використанням її значення у роботі бортових систем безпеки.

5. В ході дорожніх експериментальних досліджень автомобілів Богдан 2111 та АРС-14 на базі ЗиЛ-131 з використанням бортового вимірювального комплексу на основі двох трикоординатних давачів прискорення та комп'ютера дозволило визначати їх повздовжнє прискорення та повздовжню швидкість при русі у тяговому режимі. Отримані дані дозволили із застосуванням запропонованих вище методів визначити ефективну потужність двигуна та повну масу автомобіля або масу його вантажу безпосередньо в процесі руху.

6. Проведені експериментальні дослідження підтвердили теоретичні положення щодо визначення ефективної потужності двигуна автомобіля в процесі руху. Для автомобіля Богдан 2111 максимальна відносна похибка при визначенні ефективної потужності двигуна при розгоні на першій, другій та третій передачах коливається в межах від 7,0 до 10,75 %.

7. Проведені експериментальні дослідження підтвердили теоретичні положення щодо визначення повної маси автомобіля або маси його вантажу в процесі руху. Для автоцистерни АРС-14 максимальна відносна похибка при визначенні повної маси автомобіля при різному ступені заповнення цистерни коливається в межах від 0,81 до 1,96 %, максимальна відносна похибка при визначенні маси вантажу автомобіля при різному ступені заповнення цистерни коливається в межах від 5,39 до 11,25 %.

РОЗДІЛ 3.

ЗАСТОСУВАННЯ УДОСКОНАЛЕНИХ МЕТОДІВ ОЦІНЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБІЛІВ ПРИ ЗАБЕЗПЕЧЕННІ БЕЗПЕКИ РУХУ

3.1 Оцінка технічного стану автомобіля та якості палива в процесі руху

Технічний стан двигуна та трансмісії, якість палива впливають на динамічні властивості автомобіля. Таку зміну динамічних властивостей автомобіля необхідно враховувати при виконанні маневру обгону, коли недостатня потужність не дозволить забезпечити потрібне прискорення, яке необхідне для безпечного завершення цього маневру. Для коректної та адекватної роботи бортових систем безпеки автомобіля необхідно враховувати таку зміну динамічних властивостей.

Існуючі стандартні показники якості палива і методи їх визначення не можуть бути застосовані безпосередньо в умовах експлуатації автомобіля. Тому про якість палива можна говорити за зміною параметрів автомобіля, що характеризують його експлуатаційні властивості. Такими параметрами можуть бути витрата палива за певний проміжок часу та виконана робота за той же проміжок часу при незмінному технічному стані автомобіля.

В якості інтегрального показника якості палива та технічного стану автомобіля пропонується коефіцієнт, що визначається за формулою

$$K_i = \frac{Q_{100}}{A_{100}}, \quad (3.1)$$

де Q_{100} – витрата заправленого палива на 100 км пробігу автомобілем;

A_{100} – виконана робота двигуном за 100 км пробігу автомобілем.

Відносний інтегральний показник якості палива та технічного стану

$$K_{ei} = \frac{K_{iH}}{K_{iП}}, \quad (3.2)$$

де K_{iH} – інтегральний показник нового автомобіля, що використовує еталонне паливо;

$K_{iП}$ – інтегральний показник автомобіля в поточному технічному стані та з поточною якістю палива



$$K_{ei} = \frac{Q_{100П} \cdot A_{100П}}{A_{100П} \cdot Q_{100П}}, \quad (3.3)$$

де $Q_{100П}$ – витрата заправленого палива за 100 км пробігу автомобілем, що пройшов обкатку;

$A_{100П}$ – виконана робота двигуном за 100 км пробігу автомобілем, що пройшов обкатку;

$A_{100П}$ – виконана робота двигуном за 100 км пробігу автомобілем, при поточному технічному стані;

$Q_{100П}$ – витрата заправленого палива за 100 км пробігу автомобілем, при поточному технічному стані.

Важливо розділяти причини зміни динамічних властивостей автомобіля такі як неякісне паливо та погіршення технічного стану. Зниження динамічних властивостей автомобіля при погіршенні його технічного стану може відбуватися поступово за великий проміжок часу експлуатації або стрибкоподібно в певний момент в залежності від характеру протікання таких

деструктивних процесів як знос поверхонь деталей, зміна зазорів у спряженнях, зміна умов змашування та ін. Зниження динамічних властивостей автомобіля при використанні палива з низькими показниками якості відбувається стрибкоподібно практично одразу після чергової заправки. Тому, якщо бортова система автомобіля зареєструвала зниження динамічних властивостей, слід перевірити, чи не відбулося це після значного ступінчастого збільшення показників давача рівня палива в паливному баку. Якщо так, то причиною падіння динамічних властивостей є падіння потужності двигуна внаслідок використання палива з низькими показниками якості. Якщо ні – то причиною є погіршення технічного стану автомобіля в цілому.

Для врахування цих факторів при роботі бортових систем автомобіля пропонується використовувати коефіцієнт $K_{ТП}$ врахування технічного стану автомобіля та показників якості палива, який визначається як

$$K_{ТП} = \frac{K_{ТПн}}{K_{ТПн}} \quad (3.4)$$

де $K_{ТПн}$ – відношення витрати палива за проміжок часу T до виконаної роботи двигуном нового технічно справного автомобіля, що пройшов обкатку при використанні еталонного палива, яке повністю відповідає вимогам стандартів,

$$K_{ТПн} = \frac{Q_H}{A_H} \quad (3.5)$$

де Q_H – витрата еталонного палива за проміжок часу T новим технічно справним автомобілем, що пройшов обкатку;

A_H – виконана робота двигуном нового технічно справного автомобіля, що пройшов обкатку за проміжок часу T при роботі на еталонному паливі;

$K_{\text{тпп}}$ – відношення витрати палива автомобілем у поточному технічному стані за проміжок часу T до виконаної роботи двигуном при використанні заправленого палива,

$$K_{\text{тпп}} = \frac{Q_{\text{п}}}{A_{\text{п}}}, \quad (3.6)$$

де $Q_{\text{п}}$ – витрата заправленого палива за проміжок часу T автомобілем, при поточному технічному стані;

$A_{\text{п}}$ – виконана робота двигуном автомобіля у поточному технічному стані за проміжок часу T .

Якщо підставити вирази (3.5), (3.6) у формулу (3.4), отримаємо

$$K_{\text{тп}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot A_{\text{п}}}{A_{\text{н}} \cdot Q_{\text{п}}}. \quad (3.7)$$

При допущенні, що на протязі малого інтервалу часу ΔT потужність двигуна не змінюється, $N_e = \text{const}$, роботу двигуна на вказаному інтервалі часу можна визначити як [12]

$$\Delta A = N_e \cdot \Delta T. \quad (3.8)$$

Робота двигуна, що виконана за час T

$$A_{\text{н}} = \Delta T \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{e_{\text{н}i}}; \quad (3.9)$$

$$A_{\text{п}} = \Delta T \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{e_{\text{п}i}}, \quad (3.10)$$

де $N_{e_{ni}}$, $N_{e_{pi}}$ – потужність двигуна, що визначається в i -му інтервалі вимірювання ΔT відповідно при експлуатації нового технічно справного автомобіля, що пройшов обкатку при роботі на еталонному паливі та експлуатації автомобіля в поточному технічному стані при роботі на заправленому паливі.

Тоді, підставивши вирази (3.9), (3.10) у формулу (3.7) та виконавши перетворення, отримаємо формулу визначення коефіцієнту врахування технічного стану автомобіля та показників якості палива

$$K_{ТП} = \frac{Q_H \cdot \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{e_{pi}}}{Q_{П} \cdot \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{e_{ni}}} \cdot \quad (3.11)$$

Час T та інтервал часу ΔT потрібно обирати із умови забезпечення мінімізації похибки розрахунків. Значення величин $N_{e_{ni}}$, $N_{e_{pi}}$ визначаються за методом визначення потужності двигуна з попереднім проведенням вибігу як це наведено у підрозділі 2.2 або за методом визначення потужності двигуна без попереднього проведення вибігу, як це наведено в у підрозділі 2.3. Значення величин Q_H , $Q_{П}$ визначаються за допомогою давача миттєвої витрати палива, встановленого в паливній системі автомобіля [40].

Проаналізувавши формули (3.7), (3.11) можна сформулювати наступне:

– якщо поточний технічний стан не відрізняється від технічного стану нового справного автомобіля, що пройшов обкатку, та показники якості заправленого палива не відрізняються від показників якості еталонного палива, то $K_{ТП} = 1$;

– якщо поточний технічний стан гірший від технічного стану нового технічно справного автомобіля, що пройшов обкатку, та (або) показники якості заправленого палива гірші від показників якості еталонного палива, то $K_{ТП} < 1$;

– якщо показники якості заправленого палива вищі від показників якості еталонного при незмінному технічному стані автомобіля, коефіцієнт врахування технічного стану автомобіля та показників якості палива може перевищувати одиницю ($K_{ТП} > 1$).

Якщо зниження динамічних властивостей автомобіля відбулося після значного ступінчастого збільшення показників давача рівня палива в паливному баку і є потреба відокремлювання впливу якості заправленого палива від впливу поточного технічного стану автомобіля, в якості еталонного палива може бути прийняте паливо, що використовувалося після попередньої заправки. В якості еталонного технічного стану – технічний стан автомобіля перед поточною заправкою. Тоді коефіцієнт $K_{ТП}$ перетвориться у відносний коефіцієнт врахування показників якості палива $K_{П}$ (відносний до попередньої заправки)

$$K_{П} = \frac{Q_{ет} \cdot \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{e_{запр i}}}{Q_{запр} \cdot \sum_{i=1}^{T/\Delta T} N_{e_{ет i}}}, \quad (3.12)$$

де $N_{e_{ет i}}$, $N_{e_{запр i}}$ – потужність двигуна, що визначається в i -му інтервалі вимірювання ΔT відповідно при експлуатації автомобіля до поточної та при роботі на заправленому паливі;

$Q_{ет}$, $Q_{запр}$ – витрата палива автомобілем за проміжок часу T відповідно перед поточною заправкою та після поточної заправки.

3.2 Метод запобігання зіткненню автомобілів при виконанні маневру обгону

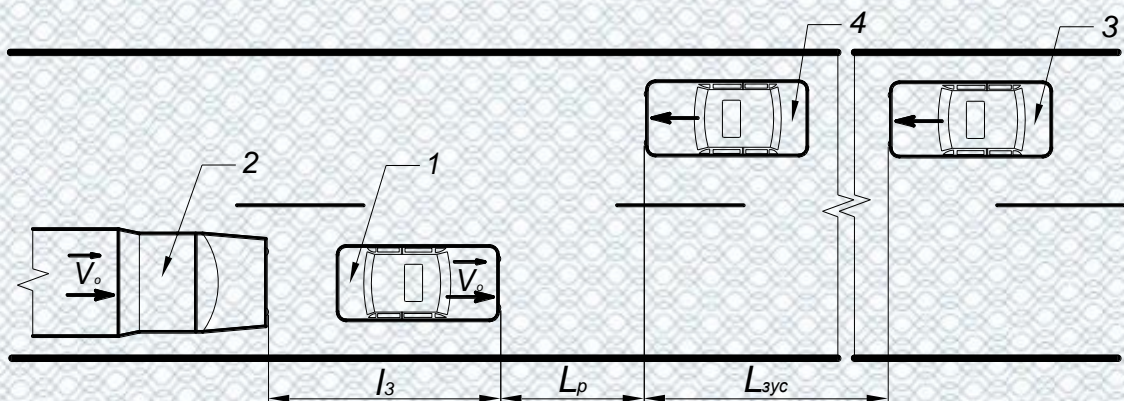
Рішення про здійснення обгону необхідно приймати до його початку без повного виходу на зустрічну полосу та набору швидкості з попутному та зустрічному напрямках. Рішення про здійснення обгону приймається за

результатами порівняння прогнозованого часу на обгін з часом зіткнення із зустрічним ТЗ. Під час виконання обгону (рис. 3.1, 3.2) необхідно контролювати відхилення реальної швидкості та прискорення автомобіля, що здійснює обгін, від прогнозованих значень та при необхідності інформувати водія світловим та (або) звуковим сигналами про небезпеку зіткнення, а в окремих випадках застосовувати примусове гальмування.



1 – автомобіль, що здійснює обгін; 2 – транспортний засіб, який рухається у попутному напрямку; 3 – зустрічний автомобіль

Рисунок 3.1 – Схема руху автомобілів на початковій стадії обгону



1 – автомобіль, що здійснює обгін; 2 – транспортний засіб, який рухається у попутному напрямку; 3 – зустрічний автомобіль у початковій стадії обгону;
4 – зустрічний автомобіль у завершальній стадії обгону

Рисунок 3.2 – Схема руху автомобіля у завершальній стадії обгону

Під час руху ТЗ назустріч автомобілю, що здійснює обгін, необхідно визначити, чи встигає цей автомобіль завершити обгін до зіткнення з ТЗ з урахуванням усіх факторів, які зазначено вище. При виявленні небезпеки зіткнення необхідно інформувати водія світловим та (або) звуковим сигналами про небезпеку зіткнення, а в окремих випадках застосовувати примусове гальмування. При розробці бортової системи запобігання зіткненню автомобілів збільшення достовірності оцінювання безпеки обгону ТЗ, що рухається в попутному напрямі здійснюється за рахунок врахування поточної потужності двигуна, технічного стану та завантаження автомобіля, якості пального, передачі, на якій рухається автомобіль, та можливості переключення передачі під час обгону, ухилу дорожнього полотна, ділянок дороги з обмеженням швидкості та забороненим обгоном.

Послідовність дій при оцінюванні безпеки обгону (рис. 3.3) складається з визначення відстані до ТЗ, що знаходиться на попутній та зустрічній полосах руху, їх швидкості на основі інформації, що отримується від відповідних радарів, визначення геометричних параметрів одного ТЗ або колони із декількох ТЗ, що рухаються в попутному напрямі, визначення поточної потужності двигуна автомобіля і його швидкості на підставі інформації з трьохкоординатних давачів прискорення, визначення передачі, на якій рухається автомобіль, за інформацією відповідного давача, визначення поздовжнього ухилу дороги за інформацією давача ухилу (інклінометру), визначення максимально можливої потужності двигуна при даному технічному стані та якості палива, визначення поточного завантаження автомобіля і подальшого врахування цих параметрів при визначенні часу, необхідного на виконання обгону та часу до можливого зіткнення. Рішення про обгін ґрунтується на порівнянні цих двох часових параметрів, про результат якого сповіщається водій звуковим та (або) світловим сигналами з урахуванням інформації від додаткової камери, яка дає змогу розпізнавати дорожні знаки, що обмежують швидкість руху чи позначають ділянки дороги, де обгін заборонений.

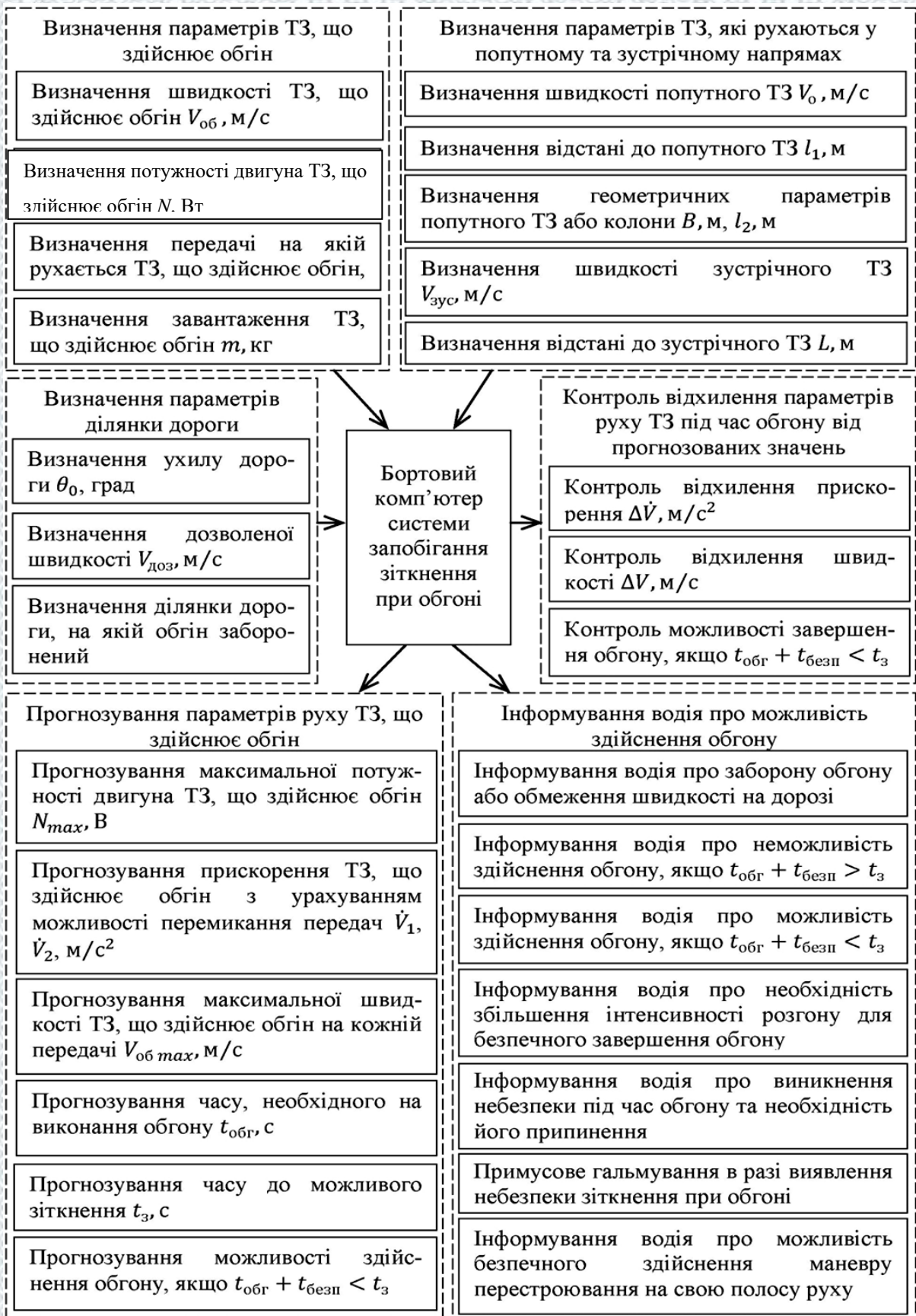


Рисунок 3.3 – Структурна схема роботи системи запобігання зіткнення автомобілів при виконанні маневру обгону

Під час виконання обгону за допомогою трьохкоординатних давачів прискорення контролюється відхилення реальної швидкості та прискорення автомобіля, що здійснює обгін, від попередньо прогнозованих значень з урахуванням можливості переключення на понижену передачу. При виявленні відставання від прогнозованого графіку обгону водію звуковим та (або) світловим сигналами рекомендується збільшити інтенсивність розгону, у тому числі за рахунок переключення на більш низьку передачу. При виявленні небезпеки зіткнення в процесі обгону здійснюється інформування водія світловим та (або) звуковим сигналами про небезпеку, а в окремих випадках застосовується примусове гальмування. Наприкінці обгону на підставі інформації від радарів та з урахуванням безпечної відстані до ТЗ, що рухається в попутному напрямі, здійснюється інформування водія звуковим та (або) світловим сигналами про можливість безпечного здійснення маневру перестроювання на свою полосу руху.

Під час руху ТЗ назустріч автомобілю, що здійснює обгін (рис. 4.9) визначається відстань до ТЗ, що рухаються у зустрічному напрямі, їх швидкості, прискорення та геометричні параметри ТЗ або колони із декількох ТЗ на основі інформації, що отримується від відповідних радарів, визначається поточна швидкість автомобіля, що рухається на зустріч автомобілю, який здійснює обгін, на підставі інформації з трьохкоординатних давачів прискорення. З урахуванням зазначених вище факторів визначається, чи встигне зустрічний автомобіль завершити обгін до зіткнення з ТЗ, який рухається йому назустріч. При виявленні небезпеки зіткнення здійснюється інформування водія світловим та (або) звуковим сигналами про небезпеку, а в окремих випадках застосовується примусове гальмування.

Запропонований метод запобігання зіткнення автомобілів дозволяє збільшити достовірність оцінювання безпеки обгону ТЗ, що рухається в попутному напрямі, збільшити безпеку під час виконання обгону та під час руху назустріч автомобілю, що здійснює обгін. Метод запобігання зіткнення

автомобілів може бути покладений в основу роботи бортової системи безпеки автомобіля та знайти широке застосування в автомобілебудівній галузі

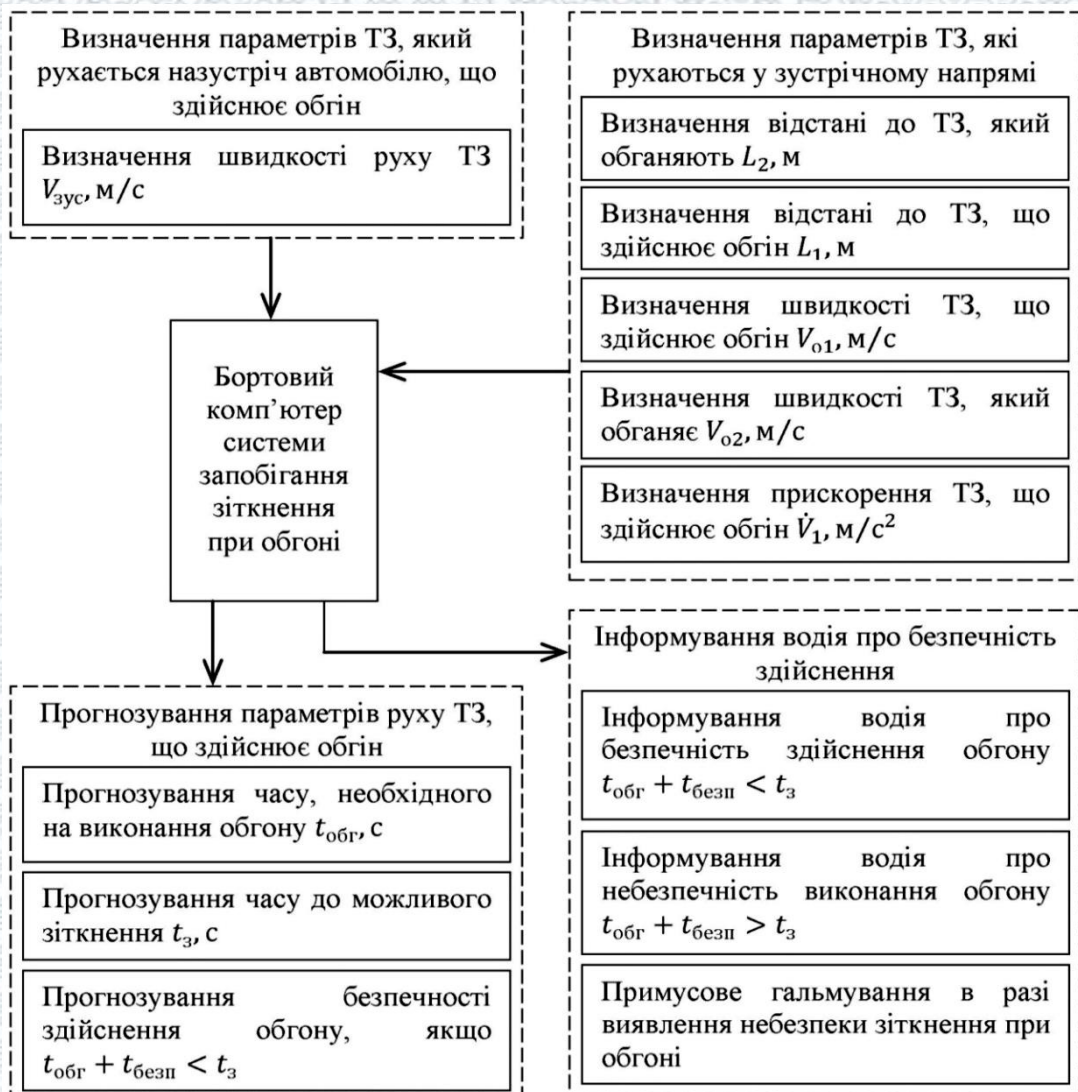


Рисунок 3.4 – Структурна схема роботи системи запобігання зіткнення автомобілів при русі ТЗ назустріч автомобілю, що здійснює обгін

3.3 Визначення геометричних параметрів та відстаней до транспортних засобів при виконанні маневру обгону

В початковій стадії виконання маневру обгону бортова система автомобіля, що здійснює обгін, повинна визначити геометричні параметри

попутного транспортного засобу (ширину B та довжину l_2) та відстань l_1 до нього. Також необхідно визначити відстань L до зустрічного транспортного засобу. Ці параметри визначаються за результатами обробки інформації, отриманої від радарів.

Ширина транспортного засобу, що рухається у попутному напрямку, визначається з використанням радара, як показано на рис. 3.5, та за формулою

$$B = 2 \cdot l_1 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}, \quad (3.13)$$

де l_1 – відстань до попутного транспортного засобу перед виконанням обгону (визначається безпосередньо радаром);

α – кут сектора огляду, що перекривається габаритами попутного транспортного засобу (визначається безпосередньо радаром).

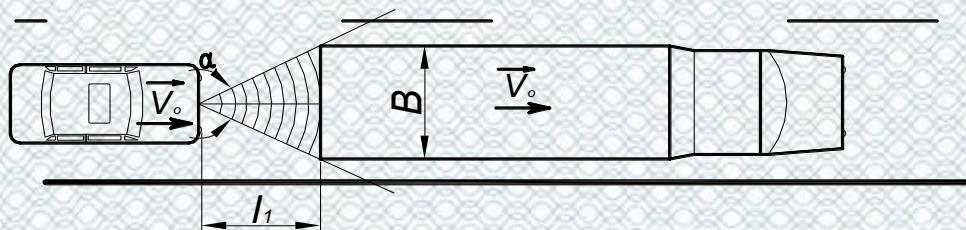


Рисунок 3.5 – Схема визначення радаром ширини попутного транспортного засобу

Відстань L до зустрічного автомобіля визначається безпосередньо радаром у відповідності до схеми, представленої на рис. 3.6. Також у відповідності до цієї схеми визначається довжина попутного ТЗ.

При виїзді автомобіля, що здійснює обгін, на середину зустрічної полоси, відстань B_2 від точки встановлення радара до проекції зовнішнього габариту попутного ТЗ на поперечну площину визначатиметься за формулою

$$B_2 = \frac{B_3}{2} + B + \frac{B_3 - B}{2}, \quad (3.14)$$

де B_3 – ширина смуги дороги.

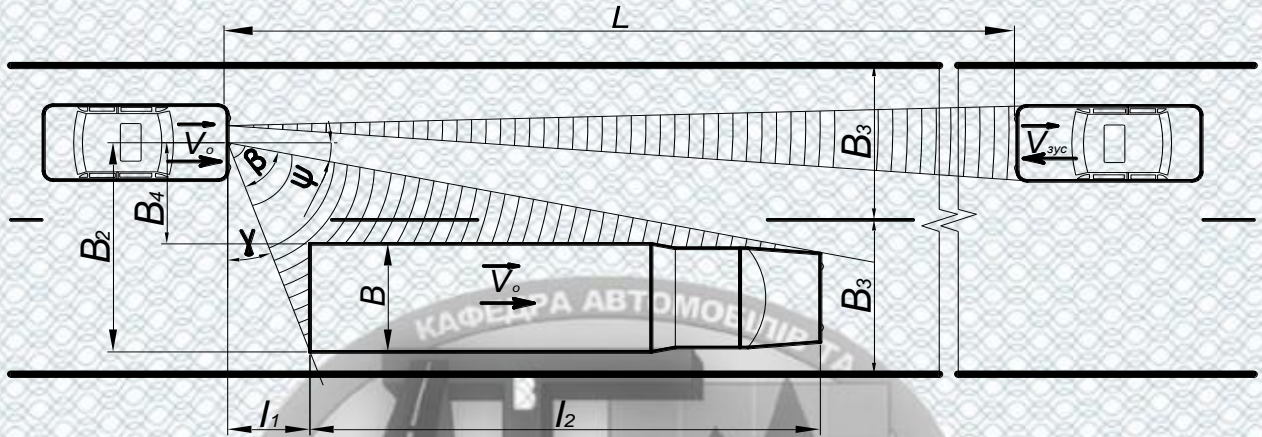


Рисунок 3.6 – Схема визначення радаром довжини ТЗ, який рухається у попутному напрямку, відстані до зустрічного автомобіля та його швидкості

Кут ψ відповідно до схеми визначатиметься за формулою

$$\psi = \frac{\pi}{2} - (\beta + \gamma), \quad (3.15)$$

де β – кут сектора огляду, що перекривається габаритами попутного транспортного засобу при знаходженні автомобіля, що здійснює обгін, на зустрічній смузі руху (визначається безпосередньо радаром);

γ – кут, що визначається за формулою

$$\gamma = \arctg \frac{l_1}{B_2}. \quad (3.16)$$

Тоді довжина l_2 попутного транспортного засобу визначатиметься як

$$l_2 = \frac{B_2 - B - l_1 \cdot \operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg} \psi}. \quad (3.17)$$

3.4 Визначення запасу потужності двигуна в момент розгону автомобіля, що здійснює обгін

Розкладемо рух автомобіля при обгоні на два рухи: переносний і відносний. Переносний рух – це рух автомобіля, що рухається у попутному напрямі (лінійна швидкість руху $V_{пер} = V_o$ являється середньою складовою руху потоку). Відносний рух – це рух автомобіля, що обганяє, відносно автомобіля, який обганяють. Здійснюється з перемінною відносною лінійною швидкістю $V_{відн}$

$$V_{відн} = V_a - V_o, \quad (3.18)$$

де V_a – абсолютна лінійна швидкість руху автомобіля.

Для здійснення обгону автомобіль, що обганяє, в відносному русі повинен зміститися на відстань $S_{відн}$ (рис 3.7)

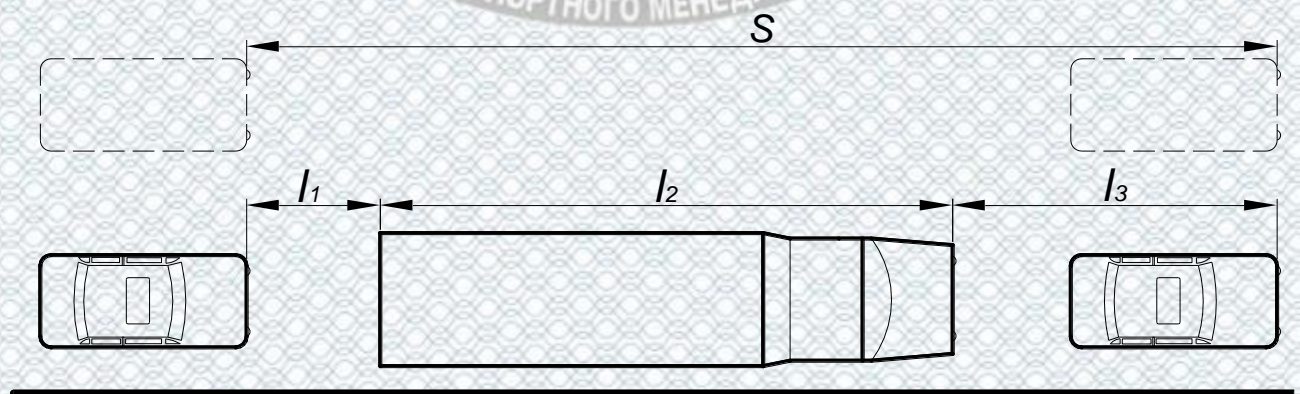


Рисунок 3.7 – Схема розміщення автомобілів при виконанні маневру обгону

$$S_{відн} = \int_0^{t_{обг}} V_{відн} \cdot dt = l_1 + l_2 + l_3 = S_{відн1} + S_{відн2}, \quad (3.19)$$

де $S_{відн1}$ – шлях автомобіля, що здійснює обгін, у відносному русі за час розгону $t_{розг}$;

$S_{відн2}$ – шлях автомобіля, що здійснює обгін, у відносному русі за час руху $(t_{обг} - t_{розг})$ з постійною швидкістю, де $t_{обг}$ – загальний час виконання маневру обгону.

$$S_{відн1} = \dot{V}_{відн} \cdot \frac{t_{розг}^2}{2}, \quad (3.20)$$

де $\dot{V}_{відн}$ – прискорення автомобіля у відносному русі при розгоні під час виконання маневру обгону;

$$S_{відн2} = V_{відн} \cdot (t_{обг} - t_{розг}). \quad (3.21)$$

Відносну швидкість під час розгону автомобіля можна визначити за формулою

$$V_{відн} = \dot{V}_{відн} \cdot t_{розг}. \quad (3.22)$$

Підставимо у формулу (3.19) вирази (3.20), (3.21) та з урахуванням виразу (3.22) та після проведення перетворень отримаємо рівняння для визначення зміщення автомобіля у відносному русі за час обгону

$$S_{відн} = \dot{V}_{відн} \cdot t_{розг} \left(t_{обг} - \frac{t_{розг}}{2} \right) = l_1 + l_2 + l_3. \quad (3.23)$$

З рівняння (3.22) визначимо прискорення автомобіля у відносному русі при розгоні

$$\dot{V}_{відн} = \frac{l_1 + l_2 + l_3}{t_{розг} \cdot \left(t_{обг} - \frac{t_{розг}}{2} \right)}. \quad (3.24)$$

З урахуванням формули (3.22) вираз (3.24) прийме вигляд

$$V_{\text{відн}} = \frac{l_1 + l_2 + l_3}{t_{\text{обг}} - \frac{t_{\text{розг}}}{2}}. \quad (3.25)$$

Тягова сила на ведучих колесах автомобіля, що здійснює обгін, до початку цього маневру визначатиметься за формулою

$$P_{K_0} = m_a \cdot g \cdot f + kF \cdot V_0^2, \quad (3.26)$$

де m_a – повна маса автомобіля;
 g – прискорення вільного падіння;
 f – коефіцієнт опору коченню;
 kF – фактор аеродинамічного повітря (k – коефіцієнт опору повітря;
 F – мідель).

Тягова сила на ведучих колесах автомобіля, що здійснює обгін, в процесі розгону визначатиметься як

$$P_K = m_a \cdot g \cdot f + kF \cdot V_a^2 + m_a \cdot \dot{V}_a, \quad (3.27)$$

де \dot{V}_a – абсолютне лінійне прискорення автомобіля.

Ефективна потужність двигуна автомобіля, що здійснює обгін, до початку цього маневру та під час розгону визначатиметься відповідно за формулами

$$N_{e_0} = \frac{P_{K_0} \cdot V_0}{\eta_{\text{заг}}}; \quad (3.28)$$

$$N_e = \frac{P_K \cdot V_a}{\eta_{\text{заг}}}, \quad (3.29)$$

де $\eta_{mp}^{заг}$ – загальний ККД трансмісії;

З урахуванням виразів (3.26) та (3.27) рівняння (3.28) та (3.29) приймуть вигляд

$$N_{e_0} = \frac{1}{\eta_{mp}^{заг}} (m_a \cdot g \cdot f \cdot V_0 + kF \cdot V_0^3); \quad (3.30)$$

$$N_e = \frac{1}{\eta_{mp}^{заг}} \cdot (m_a \cdot g \cdot f \cdot V_a + kF \cdot V_a^3 + m_a \cdot \dot{V}_a \cdot V_a). \quad (3.31)$$

Запас потужності двигуна, необхідної для створення потрібного прискорення автомобіля при виконанні маневру обгону, з урахуванням виразів (3.30), (3.31) визначатиметься за формулою

$$\Delta N_e = N_e - N_{e_0} = \frac{1}{\eta_{mp}^{заг}} \cdot \{m_a \cdot g \cdot f \cdot (V_a - V_0) + kF \cdot (V_a^3 - V_0^3) + m_a \cdot \dot{V}_a \cdot V_a\}. \quad (3.32)$$

З урахуванням виразу (3.18) та після перетворень формула (3.32) прийме вигляд

$$\Delta N_e = \frac{V_{відн}}{\eta_{mp}^{заг}} \cdot \left[m_a \cdot g \cdot f + kF \cdot (3V_0^2 + 3V_0 \cdot V_{відн} + V_{відн}^2) + m_a \cdot \dot{V}_{відн} \cdot \frac{V_0 + V_{відн}}{V_{відн}} \right]. \quad (3.33)$$

Підставимо вирази (3.24), (3.25) для $\dot{V}_{відн}$ та $V_{відн}$ у рівняння (3.33) та отримаємо запас потужності двигуна, необхідної для створення потрібного прискорення автомобіля при виконанні маневру обгону

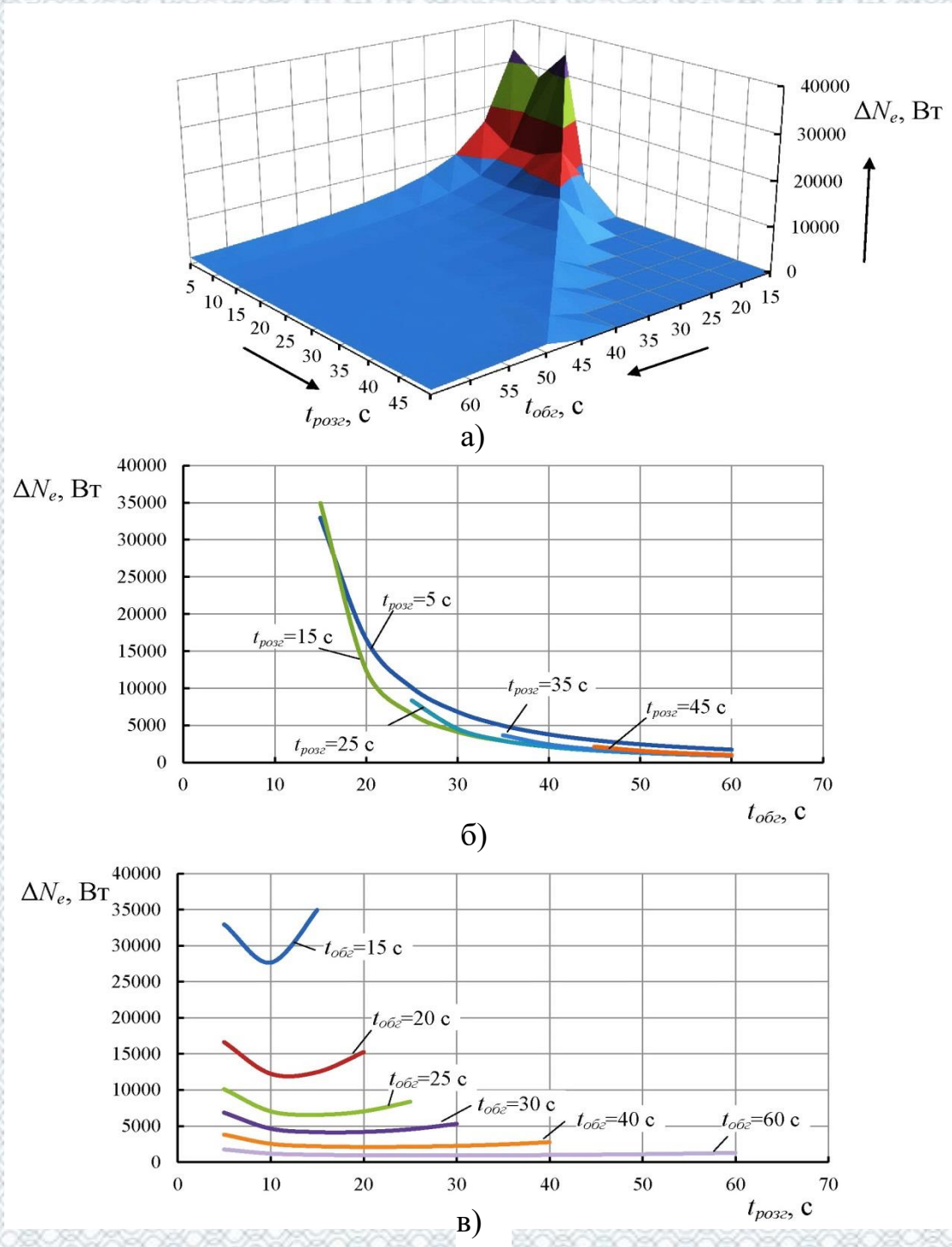
$$\Delta N_e = \frac{l_1 + l_2 + l_3}{\eta_{\text{тр}}^{\text{заг}} \cdot \left(t_{\text{обг}} - \frac{t_{\text{розг}}}{2} \right)} \left\{ m_a \cdot g \cdot f + kF \cdot \left[3V_o^2 + 3V_o \frac{l_1 + l_2 + l_3}{t_{\text{обг}} - \frac{t_{\text{розг}}}{2}} + \left(\frac{l_1 + l_2 + l_3}{t_{\text{обг}} - \frac{t_{\text{розг}}}{2}} \right)^2 \right] + \right. \\ \left. + m_a \cdot \frac{l_1 + l_2 + l_3}{t_{\text{розг}} \left(t_{\text{обг}} - \frac{t_{\text{розг}}}{2} \right)} \cdot \left(V_o + \frac{l_1 + l_2 + l_3}{t_{\text{обг}} - \frac{t_{\text{розг}}}{2}} \right) \right\}. \quad (3.34)$$

На рисунках 3.8 – 3.15 наведені графіки залежності необхідного запасу потужності двигуна автомобіля Богдан 2111 від часу його розгону $t_{\text{розг}}$ та часу обгону $t_{\text{обг}}$, від швидкості потоку V_o , від відносного зміщення $S_{\text{відн}} = l_1 + l_2 + l_3$ та від маси автомобіля m_a . Причому було прийнято $k = 0,27$; $F = 2,42 \text{ м}^2$; $\eta_{\text{тр}}^{\text{заг}} = 0,9$; $f = 0,014$.

Таким чином, отриманий вираз (3.34) дозволяє визначати можливість здійснення обгону автомобіля при заданих параметрах V_o ; \dot{V}_a ; $t_{\text{обг}}$; l_1 ; l_2 ; l_3 і параметрах автомобіля kF і $\eta_{\text{тр}}^{\text{заг}}$.

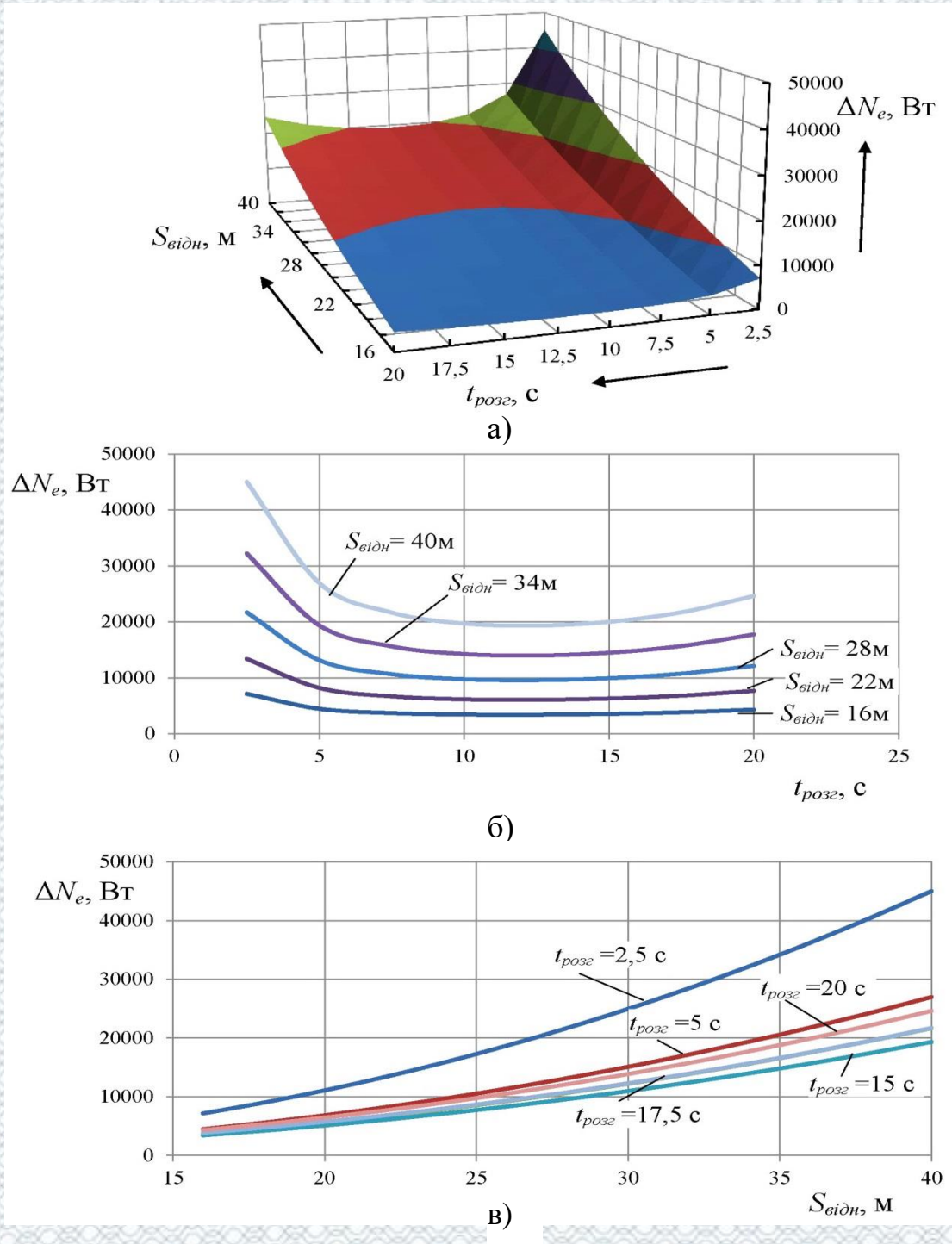
3.5 Розробка структурної схеми пристрою для запобігання зіткнення автомобілів при виконанні маневру обгону

Завдання підвищення безпеки виконання маневру обгону за рахунок збільшення достовірності оцінювання безпеки обгону ТЗ, що рухається в попутному напрямі, вирішується шляхом врахування поточної потужності двигуна, технічного стану та завантаження автомобіля, якості пального, передачі, на якій рухається автомобіль, та можливості перемикання передачі під час обгону, уклону дорожнього полотна, ділянок дороги з обмеженням швидкості та забороненим обгоном, вирішується реалізацією системи у запропонованому пристрої для запобігання зіткненням автомобіля.



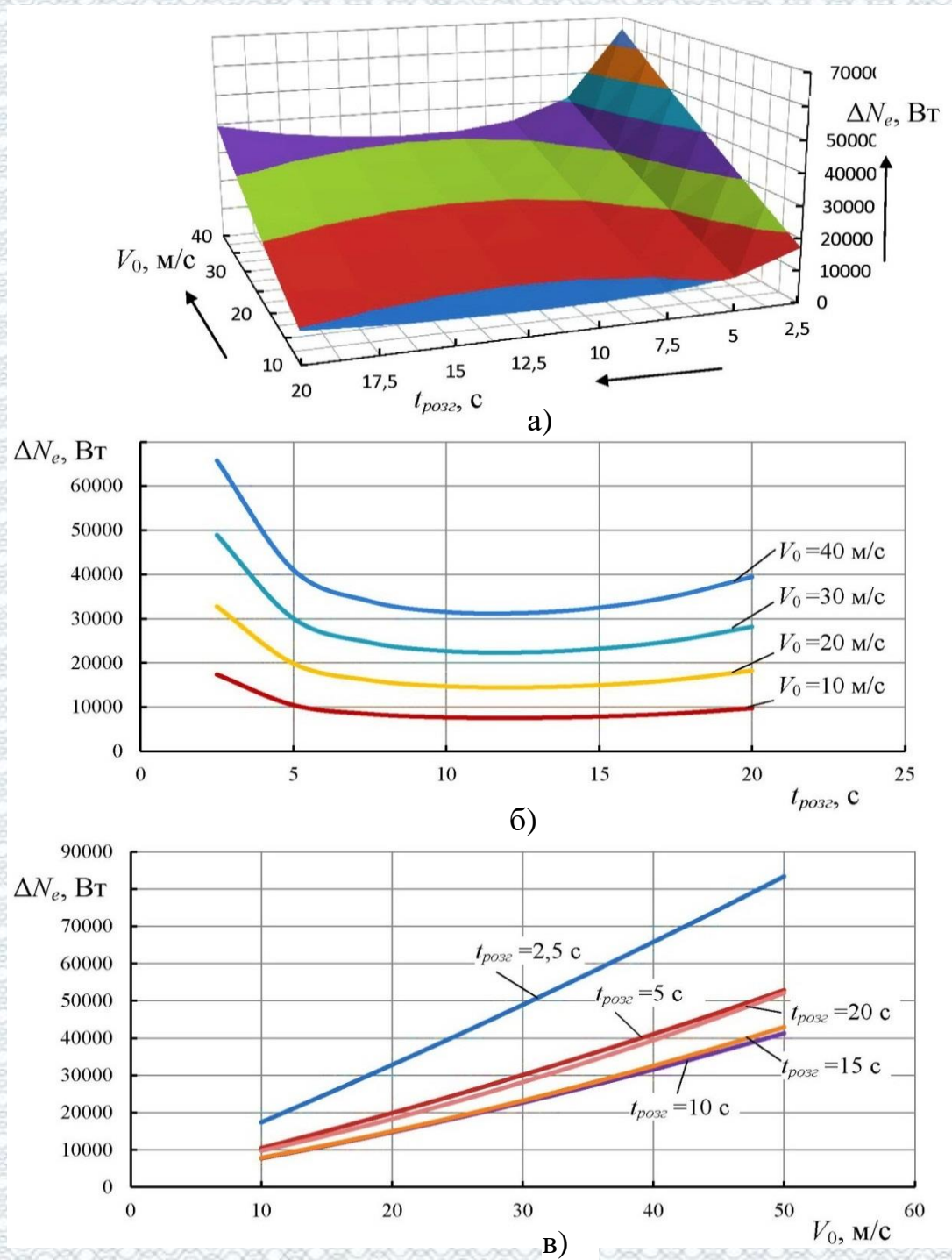
а – графік залежності необхідного запасу потужності двигуна автомобіля від часу розгону та часу обгону; б – графіки залежності необхідного запасу потужності двигуна автомобіля від часу обгону при різних значеннях часу розгону; в – графіки залежності необхідного запасу потужності двигуна автомобіля від часу розгону при різних значеннях часу обгону

Рисунок 3.8 – Графіки залежності необхідного запасу потужності двигуна ΔN_e автомобіля Богдан 2111 від часу розгону $t_{розг}$ та часу обгону $t_{обг}$ при $V_0 = 16,667$ м/с, $m_a = 1135$ кг, $S_{відн} = 31,5$ м



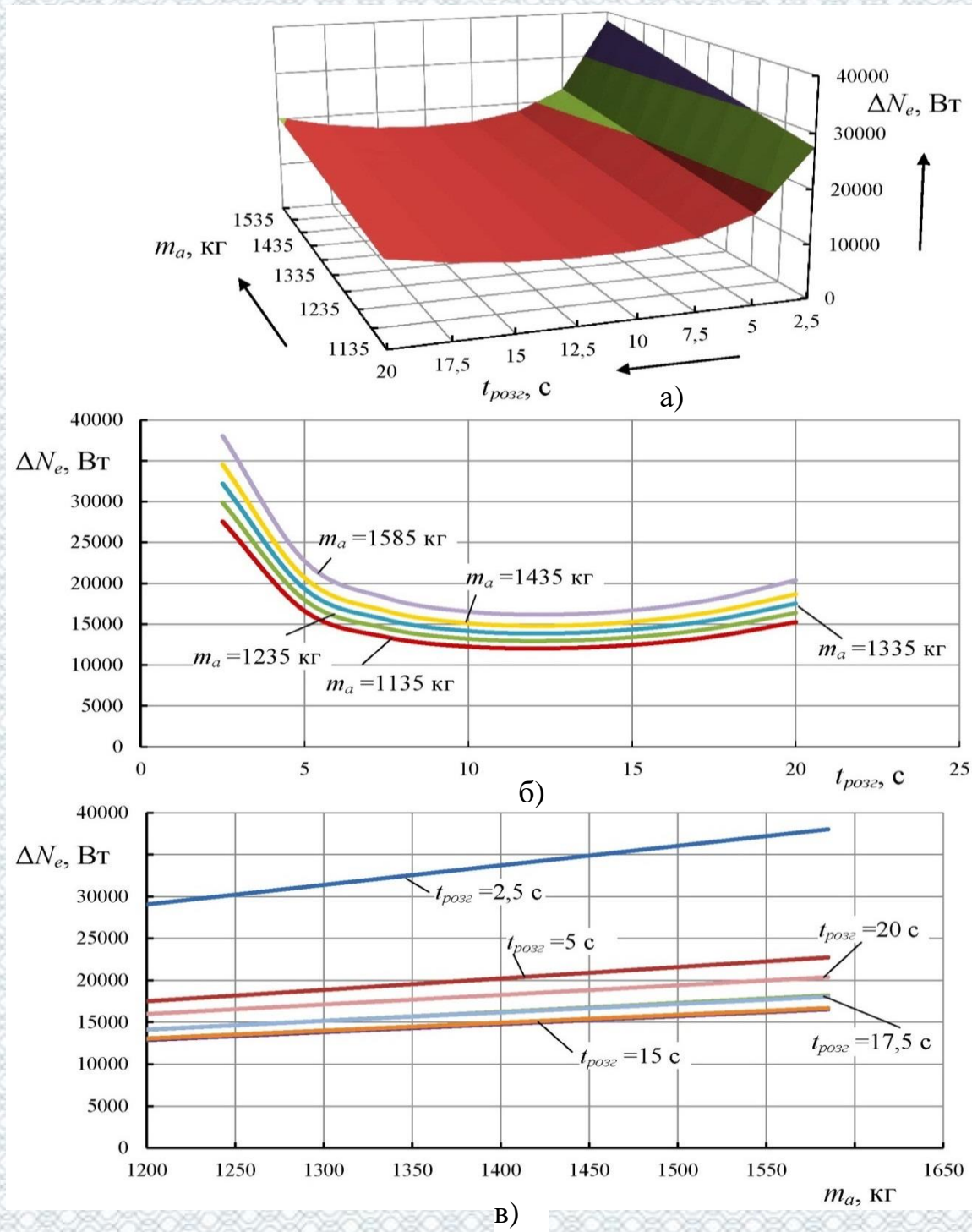
а – графік залежності необхідного запасу потужності двигуна автомобіля від часу розгону та відносного зміщення; б – графіки залежності необхідного запасу потужності двигуна автомобіля від часу розгону при різних значеннях відносного зміщення; в – графіки залежності необхідного запасу потужності двигуна автомобіля від відносного зміщення при різних значеннях часу розгону

Рисунок 3.9 – Графіки залежності необхідного запасу потужності двигуна ΔN_e автомобіля Богдан 2111 від часу розгону $t_{розг}$ та відносного зміщення $S_{відн}$ при $V_0 = 16,667\text{ м/с}$, $m_a = 1135\text{ кг}$, $t_{обг} = 20\text{ с}$



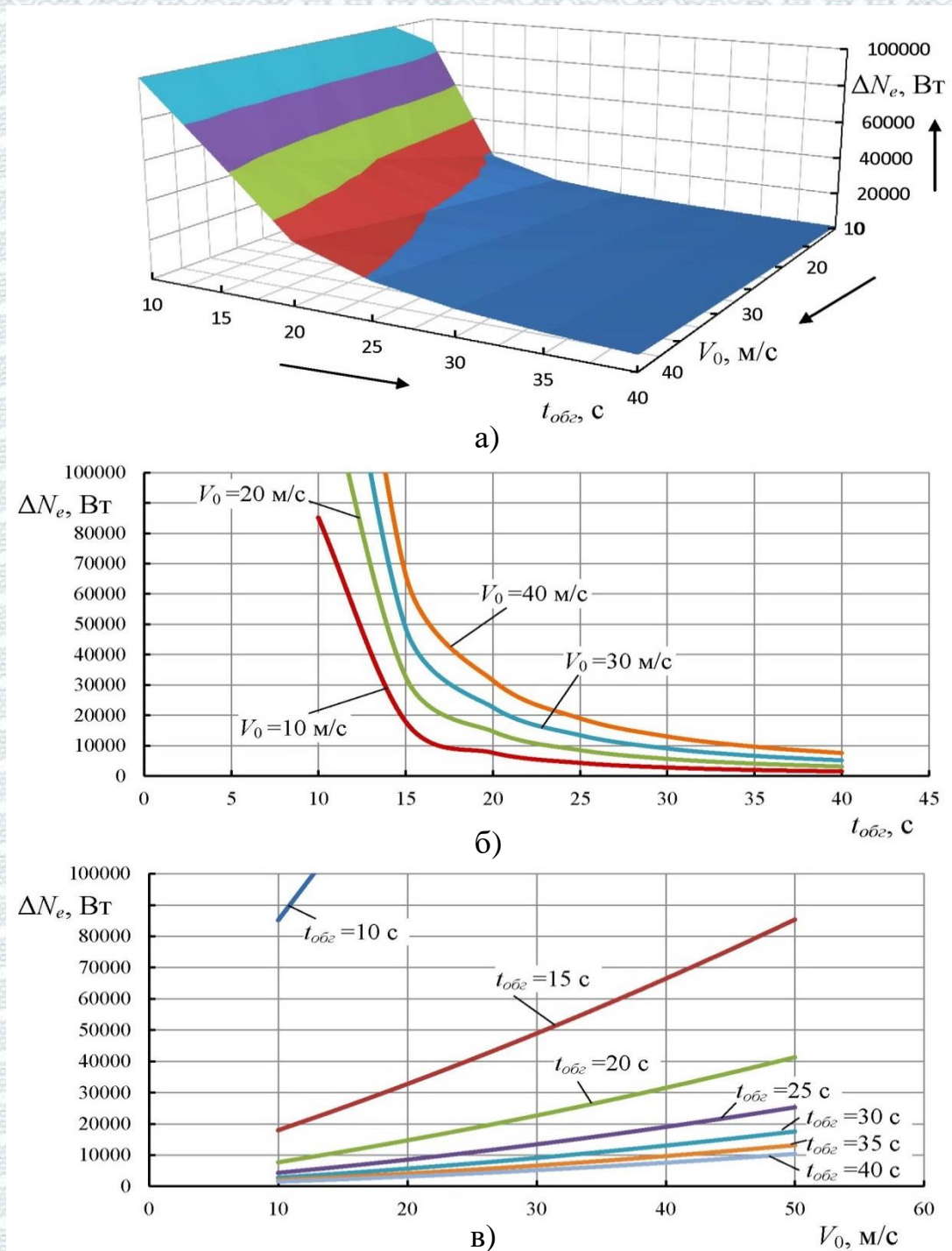
а – графік залежності необхідного запасу потужності двигуна автомобіля від часу розгону та швидкості потоку; б – графіки залежності необхідного запасу потужності двигуна автомобіля від часу розгону при різних значеннях швидкості потоку; в – графіки залежності необхідного запасу потужності двигуна автомобіля від швидкості потоку при різних значеннях часу розгону

Рисунок 3.10 – Графіки залежності необхідного запасу потужності двигуна ΔN_e автомобіля Богдан 2111 від часу розгону $t_{розг}$ та швидкості потоку V_0 при $S_{відн} = 31,5$ м, $m_a = 1135$ кг, $t_{обг} = 20$ с



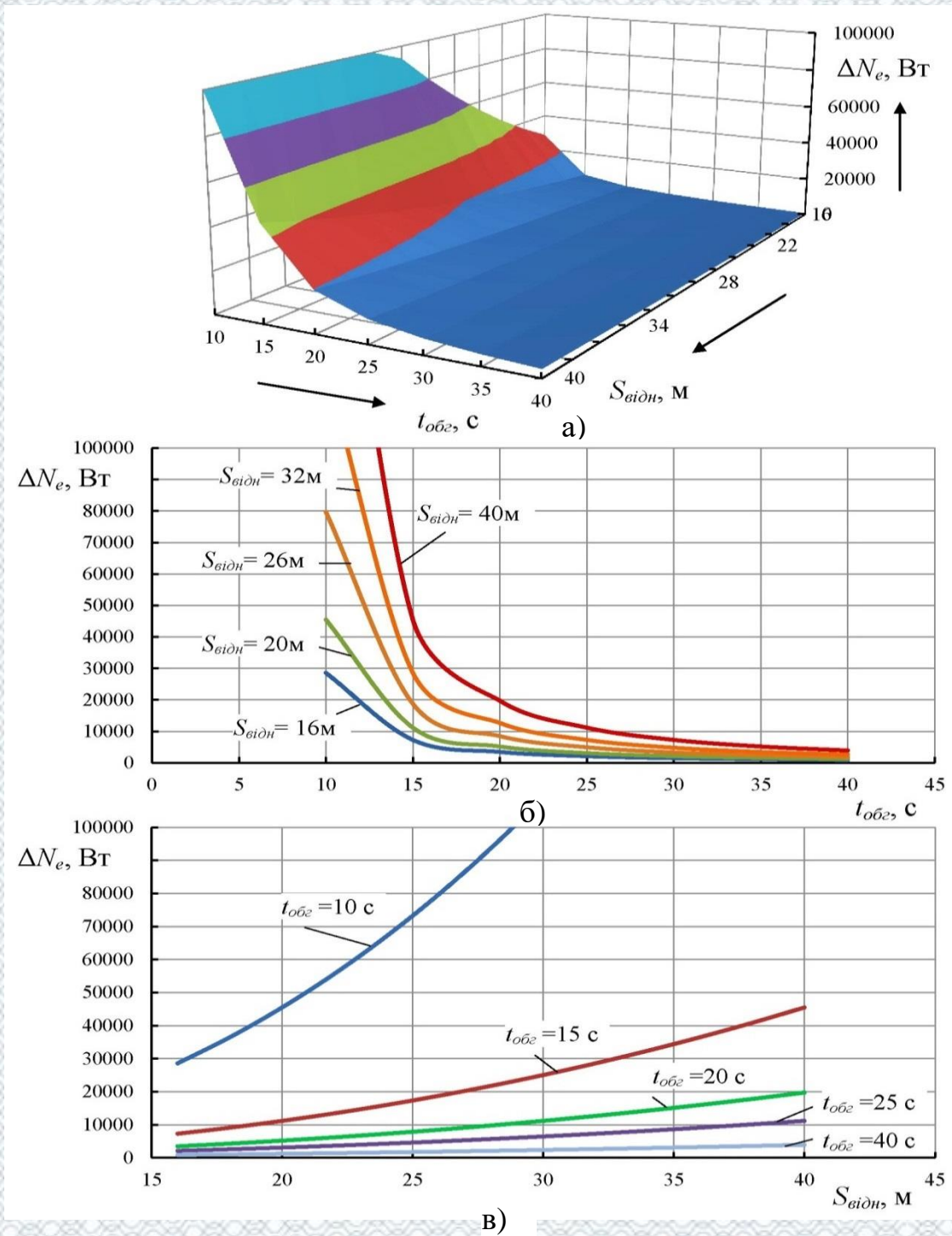
а – графік залежності необхідного запасу потужності двигуна автомобіля від часу розгону та маси автомобіля; б – графіки залежності необхідного запасу потужності двигуна автомобіля від часу розгону при різних значеннях маси автомобіля; в – графіки залежності необхідного запасу потужності двигуна автомобіля від маси автомобіля при різних значеннях часу розгону

Рисунок 3.11 – Графіки залежності необхідного запасу потужності двигуна ΔN_e автомобіля Богдан 2111 від часу розгону $t_{розг}$ та маси автомобіля m_a при $V_0 = 16,667$ м/с, $S_{відн} = 31,5$ м, $t_{обг} = 20$ с



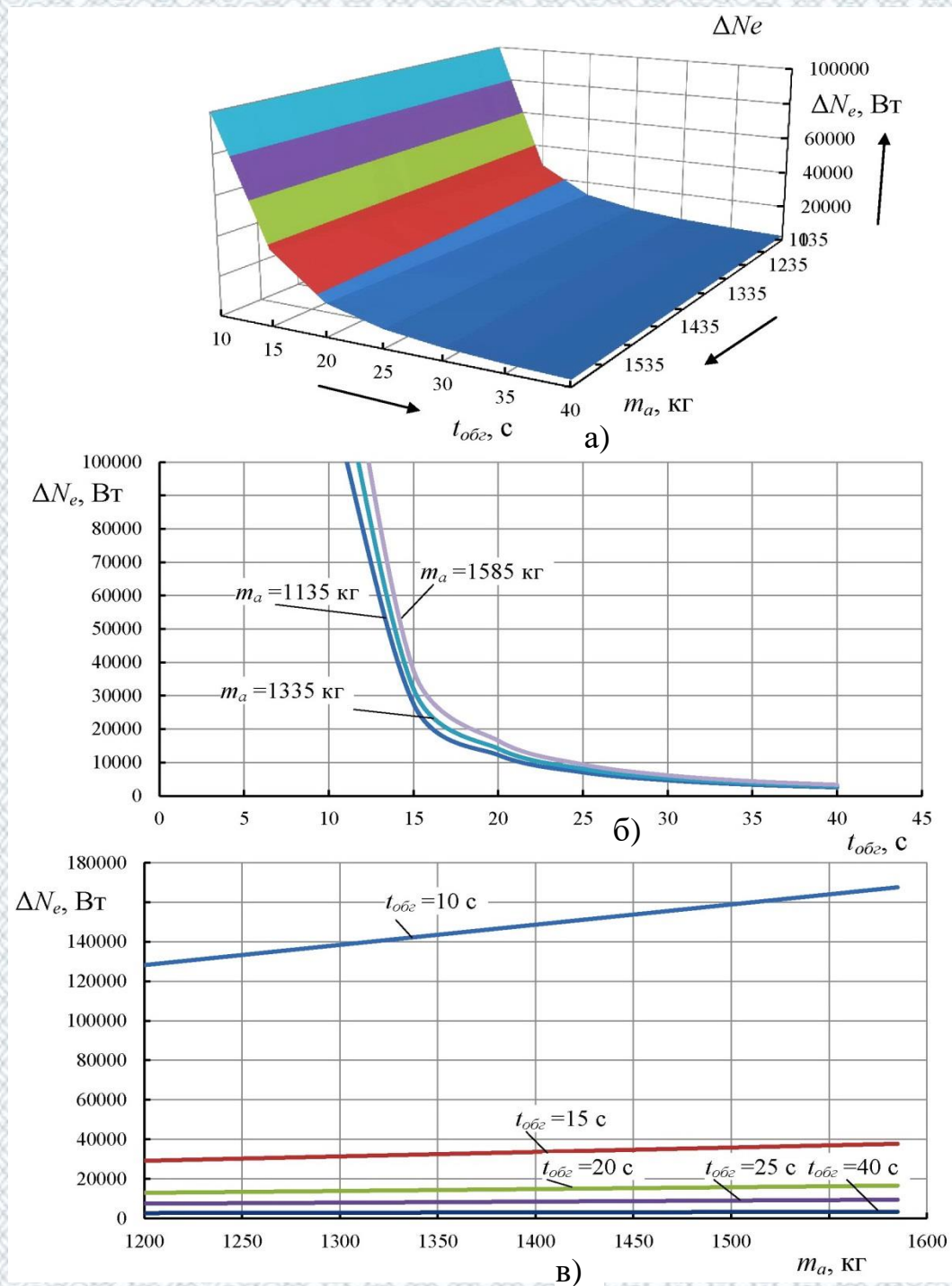
а – графік залежності необхідного запасу потужності двигуна автомобіля від часу обгону та швидкості потоку; б – графіки залежності необхідного запасу потужності двигуна автомобіля від часу обгону при різних значеннях швидкості потоку; в – графіки залежності необхідного запасу потужності двигуна автомобіля від швидкості потоку при різних значеннях часу обгону

Рисунок 3.12 – Графіки залежності необхідного запасу потужності двигуна ΔN_e автомобіля Богдан 2111 від часу обгону $t_{обз}$ та швидкості потоку V_0 при $S_{відн} = 31,5$ м, $m_a = 1135$ кг, $t_{розг} = 10$ с



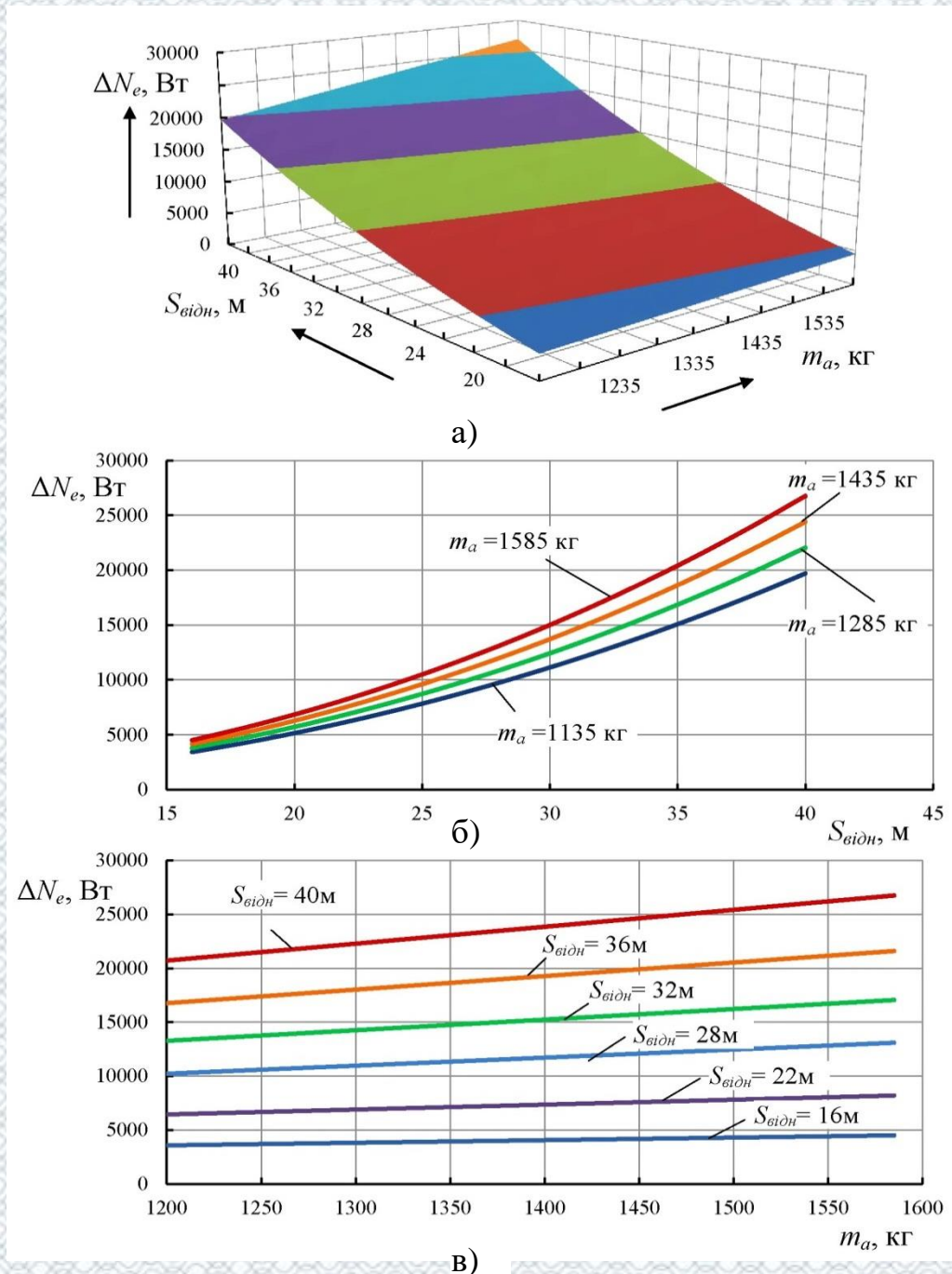
а – графік залежності необхідного запасу потужності двигуна автомобіля від часу обгону та відносного зміщення; б – графіки залежності необхідного запасу потужності двигуна автомобіля від часу обгону при різних значеннях відносного зміщення; в – графіки залежності необхідного запасу потужності двигуна автомобіля від відносного зміщення при різних значеннях часу обгону

Рисунок 3.13 – Графіки залежності необхідного запасу потужності двигуна ΔN_e автомобіля Богдан 2111 від часу обгону $t_{обз}$ та відносного зміщення $S_{відн}$ при $V_0 = 16,667$ м/с, $m_a = 1135$ кг, $t_{розг} = 10$ с



а – графік залежності необхідного запасу потужності двигуна автомобіля від часу обгону та маси автомобіля; б – графіки залежності необхідного запасу потужності двигуна автомобіля від часу обгону при різних значеннях маси автомобіля; в – графіки залежності необхідного запасу потужності двигуна автомобіля від маси автомобіля при різних значеннях часу обгону

Рисунок 3.14 – Графіки залежності необхідного запасу потужності двигуна ΔN_e автомобіля Богдан 2111 від часу обгону $t_{обг}$ та маси автомобіля m_a при $V_0 = 16,667$ м/с, $S_{відн} = 31,5$ м, $t_{розг} = 10$ с



а – графік залежності необхідного запасу потужності двигуна автомобіля від відносного зміщення та маси автомобіля; б – графіки залежності необхідного запасу потужності двигуна автомобіля від відносного зміщення при різних значеннях маси автомобіля; в – графіки залежності необхідного запасу потужності двигуна автомобіля від маси автомобіля при різних значеннях відносного зміщення

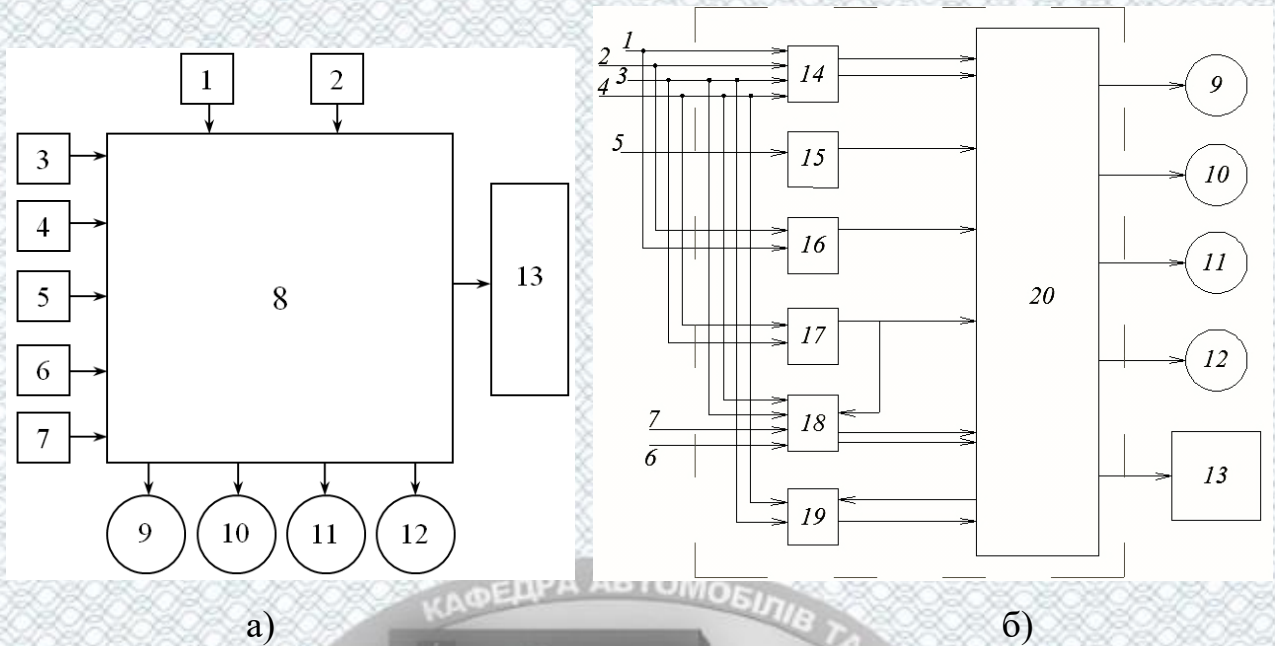
Рисунок 3.15 – Графіки залежності необхідного запасу потужності двигуна ΔN_e автомобіля Богдан 2111 від відносного зміщення $S_{\text{відн}}$ та маси автомобіля m_a при $V_0 = 16,667$ м/с, $t_{\text{обг}} = 20$ с, $t_{\text{розг}} = 10$ с

Запропонований пристрій (рис. 3.16 а) для запобігання зіткненням автомобіля містить два радари 1 і 2, що встановлюються попереду ТЗ, по боках, додаткову відеокамеру розпізнавання дорожніх знаків 3, два трикоординатних давача прискорення 4 і 5, давач повздовжнього уклону дороги 6, давач визначення передачі 7, обчислювач 8, світлові та звукові сигналізатори заборони здійснення обгону 9, можливості здійснення обгону 10, необхідності збільшення інтенсивності розгону при обгоні 11, можливості безпечного здійснення маневру перестроювання на свою полосу 12, блок керування гальмуванням 13.

Обчислювач (рис. 3.16 б) містить блок визначення швидкості зближення з ТЗ 14, блок розпізнавання дорожніх знаків 15, блок визначення геометричних параметрів ТЗ 16, блок визначення потужності двигуна 17, блок визначення завантаження ТЗ, визначення максимальної потужності двигуна при поточному технічному стані ТЗ, та якості палива, визначення можливого прискорення та швидкості з урахуванням перемикавання передач 18, блок контролю відхилення поточного прискорення та швидкості ТЗ від прогнозованих значень 19 і блок логіки 20. Блок логіки представляє собою обчислювальний пристрій, що реалізує алгоритм рішення задачі безпечного обгону ТЗ та безпечного наближення до зустрічного ТЗ, який здійснює обгін.

Входи блока логіки 20 з'єднані з виходами блока визначення швидкості зближення з ТЗ 14, з виходом блока розпізнавання дорожніх знаків 15, з виходом блока визначення геометричних параметрів ТЗ 16, з виходом блока визначення потужності двигуна 17, з виходами блока визначення завантаження ТЗ, визначення максимальної потужності двигуна при поточному технічному стані ТЗ, та якості палива, визначення можливого прискорення та швидкості з урахуванням перемикавання передач 18, з виходом блока контролю відхилення поточного прискорення та швидкості ТЗ від прогнозованих значень 19.

Виходи з блока логіки 20 з'єднані з блоком контролю відхилення поточного прискорення та швидкості ТЗ від прогнозованих значень 19, засобами світлової та звукової індикації 9-12, а також з блоком керування гальмуванням.



1, 2 – радари; 3 – відеокамера розпізнавання дорожніх знаків; 4, 5 – два трикоординатних давача прискорення; 6 – давач повздовжнього уклону дороги; 7 – давач визначення передач; 8 – обчислювач; 9, 10, 11, 12 – світлові та звукові сигналізатори відповідно заборони здійснення обгону, можливості здійснення обгону, необхідності збільшення інтенсивності розгону при обгоні, можливості безпечного здійснення маневру перестроювання на свою полосу; 13 – блок керування гальмуванням; 14 – блок визначення швидкості зближення з ТЗ; 15 – блок розпізнавання дорожніх знаків; 16 – блок визначення геометричних параметрів ТЗ; 17 – блок визначення потужності двигуна; 18 – блок визначення завантаження ТЗ, визначення максимальної потужності двигуна при поточному технічному стані ТЗ та якості палива, визначення можливого прискорення та швидкості з урахуванням перемикання передач; 19 – блок контролю відхилення поточного прискорення та швидкості ТЗ від прогнозованих значень; 20 – блок логіки

а – пристрій запобігання зіткненню при обгоні;
б – обчислювач пристрою запобігання зіткненню при обгоні

Рисунок 3.16 – Структурні схеми елементів бортової системи запобігання зіткненню автомобілів при обгоні

Входи блоку визначення швидкості зближення з ТЗ 14 з'єднані з виходами радарів 1, 2 та трикоординатних давачів прискорення 4, 5, виходи з'єднані з входами блока логіки 20. Вхід блоку розпізнавання дорожніх знаків 15 з'єднаний з виходом відеокамери розпізнавання дорожніх знаків 3, вихід з'єднаний з входом блока логіки 20.

Входи блоку визначення геометричних параметрів ТЗ 16 з'єднані з виходами радарів 1, 2, вихід з'єднаний з входом блока логіки 20.

Входи блока визначення потужності двигуна 17 з'єднані з виходами трикоординатних давачів прискорення 4, 5, з виходом блока визначення завантаження ТЗ, визначення максимальної потужності двигуна при поточному технічному стані ТЗ, та якості палива, визначення можливого прискорення та швидкості з урахуванням перемикання передач 18, вихід з'єднаний з входом блока логіки 20, та входом блока визначення завантаження ТЗ, визначення максимальної потужності двигуна при поточному технічному стані ТЗ, та якості палива, визначення можливого прискорення та швидкості з урахуванням перемикання передач 18.

Входи блока визначення завантаження ТЗ, визначення максимальної потужності двигуна при поточному технічному стані ТЗ та якості палива, визначення можливого прискорення та швидкості з урахуванням перемикання передач 18 з'єднані з виходами трикоординатних давачів прискорення 4, 5 з виходом давача повздожнього уклону дороги 6, з виходом давача передачі 7, з виходом блока визначення потужності двигуна 17, виходи з'єднані з входом блока визначення потужності двигуна 17, з входами блока логіки 20.

Входи блока контролю відхилення поточного прискорення та швидкості ТЗ від прогнозованих значень 19 з'єднані з виходами трикоординатних давачів прискорення 4, 5, з виходом блока логіки 20, вихід з'єднаний з входом блока логіки 20.

Пристрій для запобігання зіткненням автомобіля при виконанні обгону працює наступним чином. Перед виконанням обгону визначаються швидкість та прискорення ТЗ, що здійснює обгін, за допомогою двох трикоординатних давачів прискорення 4, 5 інформація від яких дозволяє одержувати параметри швидкості ТЗ у блоці визначення швидкості зближення з ТЗ 14 шляхом математичної обробки без застосування додаткового давача швидкості. Також у блок визначення швидкості зближення з ТЗ 14 поступає інформація від радарів

1, 2, на підставі якої визначаються швидкості ТЗ, що рухаються у попутному та зустрічному напрямках. Інформація про швидкості зближення з ТЗ, що рухаються у попутному та зустрічному напрямках з блоку 14 поступає до блоку логіки 20. Також за допомогою радарів 1, 2 визначаються відстані до ТЗ, що рухаються у попутному та зустрічному напрямках та геометричні параметри попутного ТЗ або колони з двох та більше ТЗ у блоці визначення геометричних параметрів ТЗ 16, інформація з якого поступає до блоку логіки 20. Паралельно з цим інформація з відеокамери розпізнавання дорожніх знаків 3 поступає у блок розпізнавання дорожніх знаків 15, який визначає ділянки дороги з обмеженням швидкості або ділянки, де обгін заборонений, а далі у блок логіки 20. Поточна потужність двигуна ТЗ, що здійснює обгін, визначається у блоці визначення потужності двигуна 17 на підставі інформації від трикоординатних давачів прискорення 4, 5 а також додаткової інформації, що попередньо закладена у пам'ять цього блоку, та інформації про поточну завантаженість ТЗ. Результати визначення поточної потужності поступають у блок логіки 20 та у блок визначення завантаження ТЗ, визначення максимальної потужності двигуна при поточному технічному стані ТЗ та якості палива, визначення можливого прискорення та швидкості з урахуванням перемикавання передач 18. До цього ж блоку 18 поступає інформація від трикоординатних давачів прискорення 4, 5, давача повздовжнього уклону дороги 6 та давача визначення передачі 7. У функції блока 18 входять визначення завантаження ТЗ, визначення максимальної потужності двигуна при поточному технічному стані ТЗ та якості палива, визначення можливого прискорення та швидкості з урахуванням перемикавання передач. Інформація про поточне завантаження ТЗ та уклон дороги поступає із блока 18 у блок визначення поточної потужності двигуна 17 для коректної його роботи. Інформація про можливе максимальне прискорення ТЗ та про можливу максимальну швидкість при обгоні поступає з блока 18 до блока логіки 20. Під час виконання обгону функцію контролю відхилення поточного прискорення та швидкості ТЗ, що здійснює обгін, покладено на блок 19, в якому здійснюється порівняння

поточних швидкості та прискорення, інформація про які поступає від трикоординатних давачів прискорення 4, 5 з прогнозованою швидкістю та прискоренням, інформація про які надходить з блоку логіки 20. Результати порівняння з блоку 19 поступають у блок логіки 20.

У блоці логіки 20 з урахуванням даних від блоків 14 – 19, таких як швидкість зближення з ТЗ, відстань до ТЗ, що рухаються у попутному та зустрічному напрямках, габарити ТЗ або колони з двох і більше ТЗ, що рухається у попутному напрямі, інформація про ділянки дороги, на яких обмежена швидкість або обгін заборонений, поточна швидкість та прискорення ТЗ, що здійснює обгін, максимально можливі швидкість та прискорення ТЗ, що здійснює обгін, з урахуванням можливості переключення передач, за заданим алгоритмом виконується розрахунок задачі обгону та оцінка його безпечності. При неможливості безпечного обгону блок логіки 20 надсилає сигнал на світловий та звуковий сигналізатор заборони здійснення обгону 9. При наявності можливості безпечного обгону блок логіки 20 надсилає сигнал на світловий та звуковий сигналізатор можливості здійснення обгону 10. Під час виконання обгону у випадку невідповідності поточних швидкості та прискорення ТЗ прогнозованим значенням блок логіки 20 надсилає сигнал на світловий та звуковий сигналізатор необхідності збільшення інтенсивності розгону при обгоні 11. На завершальній стадії обгону блок логіки 20 надсилає на звукові та світлові сигналізатори 12 сигнал можливості безпечного здійснення маневру перестроювання на свою полосу. При виявленні під час обгону неможливості безпечного його завершення блок логіки 20 надсилає на світловий та звуковий сигналізатор сигнал заборони здійснення обгону 9. При виявленні небезпеки зіткнення з автомобілем, що рухається назустріч, блок логіки 20 надсилає сигнал на блок керування гальмуванням 13, який вмикає автоматичне гальмування автомобіля.

Пристрій для запобігання зіткненням автомобіля при русі назустріч автомобілю, що здійснює обгін працює наступним чином. При появі на попутній

смузі руху автомобіля, що здійснює обгін, визначається швидкість ТЗ, що рухається назустріч автомобілю, що здійснює обгін, за допомогою двох трикоординатних давачів прискорення 4, 5, інформація від яких поступає у блок визначення швидкості зближення з ТЗ 14. Також у блок визначення швидкості зближення з ТЗ 14 поступає інформація від радарів 1, 2, на підставі якої визначаються швидкості та прискорення ТЗ, що здійснює обгін та ТЗ, який обганяють. Інформація про швидкості зближення з ТЗ з блоку 14 поступає до блоку логіки 20. Також за допомогою радарів 1, 2 визначаються відстані до ТЗ, що здійснює обгін, та до ТЗ, який обганяють, у блоці визначення геометричних параметрів ТЗ 16, інформація з якого поступає до блоку логіки 20.

У блоці логіки 20 з урахуванням даних від блоків 14, 16, таких як швидкість та прискорення зближення з ТЗ, відстань до ТЗ, що рухаються у зустрічному напрямі, поточна швидкість ТЗ, що рухається назустріч автомобілю, що здійснює обгін, за заданим алгоритмом виконується розрахунок задачі обгону та оцінка його безпечності. При наявності можливості безпечного завершення обгону автомобілем, що рухається назустріч, блок логіки 20 надсилає сигнал на світловий та звуковий сигналізатор можливості здійснення обгону 10. При неможливості безпечного завершення обгону автомобілем, що рухається назустріч, блок логіки 20 надсилає сигнал на світловий та звуковий сигналізатор заборони здійснення обгону 9. При виявленні небезпеки зіткнення з автомобілем, що рухається назустріч та здійснює обгін, блок логіки 20 надсилає сигнал на блок керування гальмуванням 13, який вмикає автоматичне гальмування автомобіля.

Запропонована система запобігання зіткнення автомобілів дозволяє збільшити достовірність оцінювання безпеки обгону ТЗ, що рухається в попутному напрямі, збільшити безпеку під час виконання обгону та під час руху назустріч автомобілю, що здійснює обгін. Система запобігання зіткнення автомобілів може бути використана на автомобільному транспорті у якості одного з елементів бортової системи безпеки автомобіля.

3.6 Розрахунок рівня комерціалізації розробок

Ефективності використання розробок оцінюється такими показниками як ефективність вкладених інвестицій та період їх окупності. В процесі оцінювання цих показників визначаються: сума, дохідність та її індекс, строк окупності впровадження розробки. Економічні показники можна визначити з використанням програмного забезпечення «Інвестиційний аналіз (бізнес-план)», «Project Expert» тощо.

Методичні рекомендації з розроблення бізнес-плану підприємств (наказ Міністерства економіки від 06.09.2006 № 290) визначають методикау прогнозування фінансових результатів та встановлення порогу рентабельності.

В даній МКР вартість витрат, необхідних для виконання наукових досліджень із забезпечення підвищення безпеки руху автомобілів шляхом удосконалення методів контролю потужності двигунів та їх динамічних характеристик в умовах автотранспортного підрозділу Центрального військового клінічного санаторію "Хмільник" місто Хмільник будемо визначати з урахуванням таких поточних і інвестиційних витрат:

– витрати, необхідні для підготовки робочого плану виконання досліджень із забезпечення підвищення безпеки руху автомобілів – 6700 грн.;

– витрати на виконання теоретичних досліджень із забезпечення підвищення безпеки руху автомобілів в умовах експлуатації – 16100 грн.;

– витрати пов'язані з придбанням, транспортуванням, монтажем, наладкою та освоєнням нового обладнання, проведенням експериментів і обробкою експериментальних даних – 73000 грн.;

– витрати на пов'язані з набором та навчанням персоналу – 4400 грн.;

– витрати пов'язані зі створенням виробничих площ, які пов'язані з комерціалізацією розробок – 8840 грн.;

– витрати пов'язані з необхідністю підвищення безпеки роботи з обладнанням – 3550 грн.;

– інші видатки – 2560 грн.

Отже поточна вартість витрат становить – 115150 грн.

Поточна вартість прибутків PV , яка враховує строк окупності заходів за 3 роки, планові надходження прибутку в розмірі 70000 грн., ставку дисконтування 10 % буде складати:

$$PV = \sum_{t=0}^n PV_t = \frac{70000}{(1+0,1)^1} + \frac{70000}{(1+0,1)^2} + \frac{70000}{(1+0,1)^3} = 174100(\text{грн.})$$

Оцінка суми поточної вартості прогнозованого грошового потоку NPV , який враховує ставку дисконтування буде становити:

$$NPV = PV - I = 174100 - 115150 = 58950(\text{грн.})$$

Таким чином, впровадження результатів виконаних наукових досліджень із забезпечення безпеки руху автомобілів шляхом удосконалення методів контролю потужності двигунів та їх динамічних характеристик виправдане.

Висновки до розділу 3

1. Запропонований коефіцієнт врахування технічного стану автомобіля та показників якості палива $K_{ТП}$ дозволить збільшити точність прогнозування можливого прискорення автомобіля при виконанні маневру обгону бортовою системою запобігання зіткнення.

2. При різкому зниженні коефіцієнта врахування технічного стану автомобіля та показників якості палива $K_{ТП}$, яке спостерігатиметься невдовзі після чергової заправки паливом автомобіля, бортова система може зробити висновок про те, що якість палива не відповідає вимогам ДСТУ та повідомити про це водія для прийняття ним рішення про подальші дії.

3. При різкому зниженні коефіцієнта $K_{ТП}$, яке спостерігатиметься в час, відмінний від проміжку часу одразу після чергової заправки паливом автомобіля, бортова система може зробити висновок про погіршення технічного стану автомобіля, повідомити про це водія та рекомендувати зробити більш глибоку діагностику засобами станції технічного обслуговування.

4. Визначений взаємозв'язок між параметрами руху автомобіля, його технічного стану та дорожніми умовами дозволять розробити структурну схему роботи системи запобігання зіткнення автомобіля, збільшення достовірності можливості безпечного обгону.

5. Використання запропонованих способу та пристрою запобігання зіткнення автомобілів дозволяє збільшити безпеку під час виконання обгону та під час руху назустріч автомобілю, що здійснює обгін. Збільшення достовірності оцінювання можливостей безпечного обгону ТЗ досягнуто за рахунок врахування поточної потужності двигуна, передачі, технічного стану та завантаження автомобіля, якості пального, ухилу дорожнього полотна.

6. Вдосконалена система інформування водія про безпечність або неможливість виконання обгону до та під час його здійснення збільшує безпеку та комфортність керування автомобілем. Примусове гальмування автомобіля при виявленні небезпеки зіткнення дозволяє істотно знизити його ймовірність або зменшити його наслідки.

7. Запас потужності двигуна, необхідного для створення потрібного прискорення автомобіля при виконанні маневру обгону залежить від часу його розгону $t_{розг}$ та часу обгону $t_{обг}$, від швидкості потоку V_0 , від відносного зміщення $S_{відн}$ та від маси автомобіля m_a . Так для автомобіля Богдан 2111 необхідний запас потужності для безпечного виконання маневру обгону склав $\Delta N_e = 12$ кВт при часу розгону $t_{розг} = 15$ с, часу обгону $t_{обг} = 20$ с, швидкості потоку $V_0 = 16,667$ м/с, масі автомобіля $m_a = 1135$ кг, відносного зміщення $S_{відн} = 31,5$ м.

РОЗДІЛ 4.

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Безпека праці – один з чинників, який, поряд з іншими (станом охорони здоров'я, освіти, свободи підприємництва, свободи слова) визначає, в цілому, якість нашого життя. По стану безпеки праці в державі можна судити про відношення суспільства до таких вищих цінностей, як людське життя, про рівень технічного прогресу, а також про соціальну відповідальність влади, бізнесу, політичних і суспільних організацій.

В даній роботі розглядаються умови праці працівника під час розробки шляхів підвищення безпеки використання автомобілів Центрального військового клінічного санаторію "Хмільник" місто Хмільник шляхом удосконалення методів контролю потужності двигунів та їх динамічних характеристик. Обробка результатів досліджень відбувалася в приміщенні, яке обладнане комп'ютеризованими робочими місцями. На працівника, згідно ГОСТ 12.0.003-74, мали вплив такі небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

1. Фізичні:

- підвищена запиленість та загазованість повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- підвищена чи понижена вологість повітря;
- підвищений рівень статичної електрики;
- підвищений рівень електромагнітного випромінювання;
- недостатня освітленість робочої зони.

2. Психофізіологічні:

- розумове перевантаження;
- перенапруга аналізаторів;
- статичне перевантаження.

4.1 Технічні рішення щодо безпечного виконання роботи

Обладнання приміщення та робочого місця.

Під час аналізу умов праці на робочому місці необхідно оцінити відповідність параметрів приміщення НПАОП 0.00-7.15-18 та відповідність параметрів мікроклімату ДСН 3.3.6.042-99. В приміщенні знаходиться 2 робочих місця обладнаних ПК.

Площа приміщення становить 20,8 м², що в розрахунку на одного працівника становить 10,4 м². Даний показник відповідає нормі щодо площі приміщення на одного працівника відповідно до НПАОП 0.00-7.15-18.

Об'єм приміщення становить 62,4 м³, що в розрахунку на одного працівника становить 31,2 м³. Даний показник відповідає нормі щодо площі приміщення на одного працівника відповідно до НПАОП 0.00-7.15-18.

Робоче місце проектувальника і взаємне розташування всіх його елементів відповідає антропометричним, фізичним і психологічним вимогам ДСТУ 8604:2015.

Робота за ЕОМ вимагає пильної уваги, чітких дій і самоконтролю. Тому не можна працювати :

- при недостатньому освітленні;
- при поганому самопочутті (в цьому випадку треба звернутися до лікаря).

Вимоги роботи перед початком роботи:

- спокійно, без поспіху, заходити в кабінет і займати відведене місце;
- візуально оглянувши пристрої ПК, переконатися у відсутності явних пошкоджень;
- сідати так, щоб екран дисплея знаходився на відстані 60-70 см від очей, перпендикулярно лінії погляду;
- розташовувати на столі зошит, навчальний посібник так, щоб вони не перешкождали роботі ПК.

Вимоги безпеки під час роботи на ЕОМ:

- дбайливо поводитись з технікою;
- чітко виконувати всі правила, зазначені вище, а також поточні рекомендації технічних працівників;
- плавно натискати на клавіші, без різких ударів;
- працювати на клавіатурі чистими руками;
- ніколи не намагатись самостійно усувати неполадки в роботі апаратури;
- слідкувати за справністю апаратури і з появою незвичного звуку чи мимовільного відключення апаратури негайно припинити роботу та негайно повідомити про це технічних працівників.

При роботі в комп'ютерному класі забороняється:

- торкатися місць під'єднання кабелів;
- торкатися проводів живлення і пристроїв заземлення;
- працювати на комп'ютері при знятому кожусі будь-якого пристрою;
- під'єднувати та від'єднувати з'єднувачі при поданій напрузі;
- вмикати і вимикати апаратуру без дозволу викладача;
- порушувати порядок ввімкнення і вимкнення апаратурних блоків;
- класти диски, книги, зошити на монітор і клавіатуру;
- працювати у вологому одязі і вологими руками.

Вимоги безпеки після закінчення роботи:

- вимкнути пристрої ПК;
- від'єднати ПК від електромережі;
- привести робоче місце в належний порядок.

У разі виникнення аварійних ситуацій потрібно негайно припинити роботу, вимкнути пристрої і повідомити про це технічних працівників.

Електробезпека

Обладнання живиться від однофазної мережі з заземленою нейтраллю напругою 220 В. Клас приміщення по ступеню небезпеки ураження електричним струмом – без підвищеної небезпеки.

Згідно з ДСТУ Б В.2.5-82:2016 в якості захисту необхідно виконувати занулення. Занулення це навмисне електричне з'єднання з нульовим захисним провідником металевих струмоведучих частин обладнання, що може виявитись під напругою.

Усю будівлю, в тому числі і досліджуване приміщення, електрифіковано згідно з усіма відповідними нормами. Вимоги електробезпеки і пожежної безпеки у приміщеннях, де встановлені екранні пристрої, відображені у НПАОП 0.00-7.15-18: ПК і все устаткування для обслуговування, ремонту та налагодження роботи їх, електропроводи і кабелі мають відповідати електробезпеці зони за ПВЕ та мати апаратуру захисту від струму короткого замикання.

Заборонено під'єднувати обладнання до звичайної двопровідної електричної мережі, зокрема з використанням перехідних пристроїв. Електромережі штепсельних з'єднань та електричних розеток виконані за магістральною схемою, по 3-6 в одному колі. Оскільки вони розташовані уздовж стін, то провідники прокладені по підлозі в металевих трубах і гнучких металевих рукавах. Металеві трубки і гнучкі металеві рукави заземлені.

4.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

Показники мікроклімату в виробничих приміщеннях нормуються згідно ДСН 3.3.6.042-99 для теплого та холодного періодів року згідно категорій робіт. Роботи, які виконуються відносяться до категорії Іб

Інтенсивність теплового опромінення працюючих від нагрітих поверхонь не повинна перевищувати 100 Вт/м^2 при опроміненні не більше 25% поверхні тіла.

Температура повітря коливається в межах $16...18^\circ\text{C}$ в холодний період року та $18...22^\circ\text{C}$ в теплий період року з вологістю 50...70%. Швидкість руху повітря

в межах 0,2...0,4 м/с. Теплове опромінення в межах 20...40 Вт/м при опроміненні не більше 15% поверхні тіла.

Таблиця 4.1 – Оптимальні та допустимі норми температури, відносна вологість та швидкість руху повітря в робочій зоні виробничого приміщення

Період року	Категорія	Температура, °С			Відносна вологість, %		Швидкість руху повітря, м/хв	
		Оптим.	Допустима		Оптим.	Допуст. не більше	Оптим. більше	Допуст. не більше
			Верхня гран.	Нижня гран.				
Холод	Iб	17-19	21	15	40-60	75	0,3	0,4
тепл	Iб	20-22	27	16	40-60	70	0,4	0,5

Отже, всі показники мікроклімату знаходяться в оптимально-допустимих межах.

Освітлення природне бокове та штучне комбіноване.

Обладнання живиться напругою 220 В від однофазної мережі з заземленою нейтраллю.

Використовується природна вентиляція та механічна приточно-витяжна система. ГДК шкідливих речовин, які знаходяться в досліджуваному приміщенні, наведені в таблиці 4.2.

Таблиця 2.2 – ГДК шкідливих речовин у повітрі

Назва речовини	ГДК, мг/м ³		Клас небезпечності
	Максимально разова	Середньо добова	
Пил нетоксичний	0,5	0,15	4
Озон	0,16	0,03	1
Вуглекислий газ	3	1	4

Забезпечення складу повітря робочої зони здійснюється за допомогою системи кондиціонування та вологого прибирання.

Освітлення робочої зони має наступні параметри:

- штучне освітлення: освітленість 150лк;
- природне освітлення: освітленість 300 лк.

Стосовно природного освітлення:

- освітлення бічне;
- географічна широта 48°;
- орієнтація вікон - на захід.

Таблиця 4.3 – Нормування освітленості за ДБН В.2.5-28:2018

Характер зорової роботи	Найменший розмір об'єкту розрізнення	Розряд зорової роботи	Під-розряд зорової роботи	Контраст об'єкту розрізнення	Характер фону	Штучне, лм	Природне, %
						Комбіноване	Комбіноване
Високоточні	Більше 0,15 до 0,3	2	в	Середній	Середній	750	2,5

Так як маємо одностороннє бічне природне освітлення, то мінімальне значення КЕО нормується в точці, розміщеній на відстані 1 м від стіни, найбільш віддаленій від світлових проїомів, на перетині вертикальної площини характерного перерізу приміщення та умовної робочої поверхні (пола).

Таблиця 4.4 – Коефіцієнт світлового клімату та сонячності

Пояс світлового клімату	Коефіцієнт світлового клімату, m	Коефіцієнт сонячності клімату, C
		при світлових проїомах, орієнтованих в боки горизонту (азимут, град)
		226.. .315
II б) 50° пш та південніше	0,9	0,75

Нормоване значення КЕО, e_n для будівлі, що знаходиться в IV поясі світлового клімату, знаходимо по формулі:

$$e_n^{IV} = e_n^{III} \cdot m \cdot c, \quad (4.1)$$

де $e_n^{III}=2,5$ для природнього освітлення;

$e_n^{III} = 4,5$ для суміщеного освітлення;

$m=0,9$; $c=0,75$

$e_n^{IV} = 2,5 \cdot 0,9 \cdot 0,75 = 1,6875 = 1,7\%$ $e_n^{IV} = 4,5 \cdot 0,9 \cdot 0,75 = 3,075 = 3,0\%$

$e_n^{IV} = 0,5 \cdot 0,9 \cdot 0,75 = 0,3375 \sim 0,4\%$.

Отже, освітленість робочої зони ділянки відповідає нормам ДБН В.2.5-28:2018.

Основним джерелом шуму на ділянці є комп'ютери та системи вентиляції.

Допустимі рівні звукового тиску, рівні звуку та еквівалентні рівні звуку на робочих місцях в виробничих приміщеннях визначаються за ДСН 3.3.6.037-99.

Таблиця 4.5 – Допустимі рівні звукового тиску

Рівні звукового тиску в дБ в октавних смугах з середньо геометричними частотами, Гц									Рівні звуку і еквівалентні рівні звуку, дБ(А)
31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	80
107	95	87	82	78	75	73	71	69	

Для забезпечення допустимих параметрів шуму в приміщенні передбачено використання звукопоглинаючих матеріалів.

Під час роботи в приміщенні на працівника діє електромагнітне випромінювання (ЕМВ), що створюється ПК. ЕМВ через свою негативну дію на

генофонд і здоров'я людини підлягають гігієнічному нормуванню згідно з вимогами ДСанПіН 3.3.6.096-2002.

Допустимі значення параметрів неіонізуючих електромагнітних випромінювань від монітора комп'ютера представлені в табл. 4.6.

Таблиця 4.6 - Допустимі значення параметрів неіонізуючих електромагнітних випромінювань

Найменування параметра	Допустимі значення
Напруженість електричної складової електромагнітного поля на відстані 50см від поверхні відеомонітора	10В / м
Напруженість магнітної складової електромагнітного поля на відстані 50см від поверхні відеомонітора	0,3 А / м
Напруженість електростатичного поля не повинна перевищувати:	20кВ / м
для дорослих користувачів	15кВ / м
для дітей дошкільних установ і що вчаться середніх спеціальних і вищих навчальних закладів	

Для забезпечення безпеки від дії ЕМВ використовують організаційні, інженерно-технічні та лікувально-профілактичні заходи.

Організаційні заходи: організація робочих місць, оптимальне розміщення технологічного устаткування, розробка гігієнічно-обґрунтованих режимів праці та відпочинку, зменшення часу перебування у зоні опромінення.

Технічні заходи: віддалення робочого місця від джерела випромінювання.

Лікувально-профілактичні заходи: періодичні медогляди.

Оцінка психофізіологічних факторів під час проектування об'єкта будівництва здійснюється відповідно до Гігієнічної класифікацією праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу.

Загальні енергозатрати організму: до 174 Вт.

Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну): до 40 000.

Робоча поза: вільна зручна поза, можливість зміни пози («сидячи – стоячи») за бажанням працівника; перебування в позі «стоячи» до 40% часу зміни.

Нахили тулуба (вимушені, більше 30°), кількість за зміну: до 50 раз.

Класи умов праці за показниками напруженості праці:

Інтелектуальні навантаження:

– зміст роботи – творча діяльність, що вимагає вирішення складних завдань за відсутності алгоритму;

– сприймання інформації та їх оцінка – сприймання сигналів з наступним порівнянням фактичних значень параметрів з їх номінальними значеннями. Заключна оцінка фактичних значень параметрів;

– розподіл функцій за ступенем складності завдання – обробка, виконання завдання та його перевірка.

Сенсорні навантаження:

– зосередження (% за зміну) – до 5-75%;

– щільність сигналів (звукові за 1 год) – до 150;

– навантаження на слуховий аналізатор (%) – розбірливість слів та сигналів від 50 до 80 %;

– спостереження за екранами відеотерміналів (годин на зміну) – 4-6 год.

– навантаження на голосовий апарат (протягом тижня) – від 16 до 20.

Емоційне навантаження: ступінь відповідальності за результат своєї діяльності – є відповідальним за функціональну якість основної роботи; Ступінь ризику для власного життя – вірогідний;

Режим праці:

– тривалість робочого дня – більше 8 год;

– змінність роботи – однозмінна (без нічної зміни).

За зазначеними показниками важкості та напруженості праці, робота, яка виконується належить до допустимого класу умов праці (напруженість праці середнього ступеня).

4.3 Пожежна безпека

За вибухопожежною і пожежною небезпекою приміщення відноситься до категорії Д. До категорії приміщення Д відносяться приміщення з наступною характеристикою речовин і матеріалів, які знаходяться у приміщенні: Негорючі речовини і матеріали в холодному стані.

Будівля, де знаходиться приміщення відноситься до I ступені вогнестійкості. До ступені вогнестійкості I відносяться будівлі з штучними і відгороджуваними конструкціями з природних та штучних кам'яних матеріалів, бетону або залізобетону із застосуванням листових та плитних негорючих матеріалів. Відповідно до ДСТУ Б В.1.1-36:2016 мінімальні межі вогнестійкості будівельних конструкцій, год. (над ризикою) і максимальні межі розповсюдження вогню по ним, см. (під ризикою):

- стіни несучі і сходинові клітини - 2,5/0;
- стіни самонесучі - 1,25/0;
- стіни зовнішні не несучі (у тому числі з навісних панелей) - 0,5/0;
- стіни внутрішні ненесучі (перегородки) - 0,5/0;
- колони - 2,5/0;
- сходинові площадки, косоури, ступені, балки і марші сходинових клітин - 1/0;
- плити, настили (у тому числі з утеплювачем) і другі несучі конструкції перекрить - 1 /0;
- елементи покрить: плити, настили (у тому числі з утеплювачем) і прогони - 0,5/0;
- елементи покрить: балки, ферми, арки, рами - 0,5/0.

Для категорії приміщення Д, ступені вогнестійкості I допустима кількість поверхів 10, площа поверху в межах пожежного відсіку не обмежується.

Відстань від найбільш віддаленого робочого місця до ближчого евакуаційного виходу із приміщення безпосередньо зовні чи в сходинову клітину

не обмежується незалежно від об'єму приміщення для категорії приміщення Д і ступені вогнестійкості будови І.

Ширину евакуаційного виходу (дверей) із приміщення необхідно приймати в залежності від загальної кількості людей, які евакуюються через цей вихід і кількості людей на 1 м ширини виходу (дверей). Для категорії приміщення Д, ступені вогнестійкості І, незалежно від об'єму кількість людей на 1 м ширини евакуаційного виходу (дверей) повинна бути не менше 260 чел./м.

Для виробничих будов, споруд категорії Д норми первинних засобів пожежогасіння приведені в табл. 4.7.

Таблиця 4.7 – Характеристика та норми оснащення приміщення

Категорія приміщення	Гранична захищена площа, м ²	Пінні та водні вогнегасники місткістю 10 л	Порошкові вогнегасники місткістю, л		
			2	5	10
Д	1800		1+	2+	

Протипожежний захист приміщення забезпечується шляхом:

1. Безпечної евакуації людей та майна (аварійного вимкнення устаткування).
2. Обмеження розмірів та поширення пожежі (облаштування систем автоматичної пожежної сигналізації та пожежогасіння).
3. Створення умов для успішного гасіння пожежі (пожежної автоматики).

Висновки до розділу 4

В даному розділі на основі аналізу умов праці при виконанні роботи по підвищенню ефективності бортових систем забезпечення безпеки руху автомобілів було розроблено необхідні організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії, організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи. Отже поставлені завдання виконані.

ВИСНОВКИ

Динамічні характеристики автомобіля залежать від потужності, що реалізується двигуном, і маси автомобіля. Дані параметри постійно змінюються в процесі експлуатації.

1. Проведений аналіз літературних джерел встановив, що існуючі методи визначення ефективної потужності двигуна та повної маси автомобіля у дорожніх умовах потребують удосконалення для подальшого їх використання в роботі бортових систем управління автомобілем. Також встановлено, що в існуючих системах запобігання зіткненню автомобілів не враховано цілий ряд параметрів, суттєво знижує достовірність оцінювання безпеки виконання маневру обгону.

2. Запропонований розрахунково-експериментальний метод визначення у дорожніх умовах ефективної потужності двигуна з урахуванням сил опору руху, швидкості та прискорення автомобіля дозволяє у режимі реального часу визначати роботу, яку виконує автомобіль за певний період експлуатації, що дозволяє підвищити точність оцінювання напруження транспортних засобів. Також з'являється можливість використання цього параметра в роботі бортових систем автомобіля.

3. Запропонований з використанням давачів прискорення метод дозволяє з підвищеною точністю (за рахунок великої кількості розрахункових точок) та в початковий період руху (при першому розгоні на 1-й передачі після зміни завантаження автомобіля) визначати повну масу автомобіля в дорожніх умовах. Це дозволяє зменшити похибку в розрахунках при роботі бортових систем безпеки автомобіля за рахунок урахування відношення між повною та спорядженою його масами, яке для легкових автомобілів перевищує 1,4 раза.

4. Використання бортового вимірювального комплексу на основі двох трикоординатних давачів прискорення та комп'ютера в якості штатного обладнання автомобілів дозволяє визначати його повну масу та ефективну потужність двигуна безпосередньо в процесі експлуатації, з подальшим

використанням цих параметрів у роботі бортових систем безпеки. Отримані в ході дорожніх експериментальних досліджень автомобіля БОГДАН 2111 дані із застосуванням запропонованого методу визначення ефективної потужності двигуна при розгоні на першій, другій та третій передачах відповідають фактичним значенням з максимальною відносною похибкою від 7,0 до 10,75 %. Отримані результати в ході дорожніх експериментальних досліджень автоцистерни АРС-14 на базі автомобіля ЗиЛ-131 із застосуванням запропонованого методу визначення повної маси автомобіля при різному ступені заповнення цистерни водою відповідають фактичним значенням з максимальною відносною похибкою від 1,07 до 1,96 % (залежно від ступеня заповнення цистерни).

5. Контроль зміни запропонованого коефіцієнта врахування технічного стану автомобіля та показників якості пального $K_{ТП}$ дозволить визначити погіршення технічного стану та (або) погіршення якості пального (при $K_{ТП} < 1$) і врахувати це при прогнозуванні можливого прискорення автомобіля при виконанні маневру обгону бортовою системою запобігання зіткнення.

7. Запропонована система запобігання зіткненню автомобілів при виконанні маневру обгону має збільшену достовірність оцінювання безпеки обгону ТЗ за рахунок урахування поточної потужності двигуна, передачі, технічного стану та завантаження автомобіля, що здійснює обгін, якості пального, ухилу дорожнього полотна. Використання запропонованої системи дозволяє збільшити безпеку під час виконання обгону та під час руху назустріч автомобілю, що здійснює обгін. Запас потужності двигуна, необхідної для створення потрібного прискорення автомобіля при виконанні маневру обгону, залежить від часу його розгону $t_{розг}$ та часу обгону $t_{обг}$, швидкості потоку V_0 , відносного зміщення $S_{відн}$ та від маси автомобіля m_a . Для автомобіля БОГДАН 2111 необхідний запас потужності для безпечного виконання маневру обгону склав $\Delta N_e = 12$ кВт при часі розгону $t_{розг} = 15$ с, часу обгону $t_{обг} = 20$ с, швидкості потоку $V_0 = 16,667$ м/с, масі автомобіля $m_a = 1135$ кг, відносного зміщення $S_{відн} = 31,5$ м.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кукурудзяк Ю.Ю., Фаєр Д. Р. Діагностування системи впорскування дизельного палива Common Rail. Матеріали XLVIII науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 13-15 березня 2019 р. – Електрон. текст. дані. – 2019. Електронне наукове видання матеріалів конференції, м. Вінниця, 2019. – Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2019/paper/view/7643/6329>.
2. Болжеларський Я.В. Пристрої вимірювання витрати палива тепловозними дизелями / Я.В. Болжеларський, В.С. Джус // Збірник науково-технічних праць Українського державного лісотехнічного університету. Науковий вісник, 2004. – Вип. №14.7. – С. 317-325.
3. Экономия топлива и теплотехническая модернизация тепловозов / А.З. Хомич, О.И. Тупицын, А.Э. Симсон - М.: Транспорт, 1975. – 264 с.
4. Переваги контролю витрат палива в системі “Інспектор”. [Електронний ресурс]. – Електрон. Текстові дані (30035 bytes). – Режим доступу: http://support.inspector.com.ua/ua/?page_id=127.
5. Контроль переміщення рухомих об’єктів (GPS-моніторинг). [Електронний ресурс]. – Електрон. Текстові дані. – Режим доступу: <http://www.istrim.com>.
6. Вахламов В.К. Автомобили: Теория и конструкция автомобиля и двигателя: Учебник для студ. учреждений сред. проф. образования / В.К. Вахламов, М.Г. Шатров, А.А. Юрчевский; Под ред. А.А. Юрчевского. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 816 с.
7. Волков В.П. Технологічне обладнання автомобільного транспорту. Підручник / В.П. Волков, В.М. Міщенко, О.П. Кравченко, та інші. [під редакцією В.П. Волкова]. – Х.: ХНАДУ, 2010. – 556 с.
8. Головин С.Ф. Эксплуатация и техническое обслуживание дорожных машин, автомобилей и тракторов: Учебник для сред. проф. образования / С.Ф.

Головин, В.М. Коншин, А.В. Рубайлов и др. [под ред. Е.С. Локшина]. – М.: Мастерство, 2002. – 464 с.

9. Патент 2361187 Российская Федерация МПК G01M15/04, Способ определения мощности двигателя внутреннего сгорания [Текст] / Щетинин Н.В., Арженовский А.Г., Казаков Д.В., Мальцев Д.О., Асатурян С.В., Микрюков С.Н., Чичиланов И.И.; заявитель и патентообладатель Азово-Черноморская государственная агроинженерная академия. - №2007146150/06; заявл. 11.12.07; опубл. 10.07.2009.

10. Патент 63953 Україна МПК G01G 19/08 Спосіб визначення маси вантажу в колісному транспортному засобі з рухомою підвіскою / С.М. Бабий, О.Д. Фолюшняк; заявник і патентовласник Вінницький національний технічний університет. - № и 201103787; заявл. 29.03.11; опубл. 25.10.11.

11. Артемов Н.П. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / А.Т. Лебедев, М.А. Подригало, А.С. Полянский та ін. – Харьков: изд-во ХНАДУ, 2011. – 219 с.

12. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – Харьков: ХНАДУ, 1998. – 468 с.

13. Бажинов О.В. Наукові основи оцінки ресурсу силових агрегатів транспортних машин з урахуванням умов експлуатації: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: спец. 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» / О.В. Бажинов. – Харків, 2001. – 32 с.

14. Подригало М.А. Метрологічне забезпечення динамічних випробувань тягово-транспортних машин / М.А. Подригало, Д.М. Клец, А.І. Коробко, В.І. Гацько // Тракторна енергетика в рослинництві. Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка, 2009. – Вип.89. – С. 87-89.

15. Подригало М.А. Метод определения энергетических и динамических показателей автомобиля с помощью датчиков линейных ускорений / М.А. Подригало, Д.М. Клец, А.Н. Мостовая // Вісник Східноукраїнського

національного університету ім. В. Даля. Науковий журнал, 2010. – №7 (149). – С. 40-44.

16. Статистика. Патрульна поліція України. Дата оновлення: 14.09.2020. URL: <http://patrol.police.gov.ua/statystyka/> (дата звернення 12.10.2020).

17. Кашканов, А. А. Інформаційні комп'ютерні системи автомобільного транспорту : навчальний посібник / А. А. Кашканов, В. П. Кужель, О. Г. Грисюк. – Вінниця: ВНТУ, 2010. – 230 с.

18. Безопасность транспортных средств (автомобили) / В. А. Гудков, Ю. Я. Комаров, А. И. Рябчинский, В. Н. Федотов. Учебное пособие для вузов. - М.: Горячая линия-Телеком, 2010. – 431 с.

19. Mobileye C2-270 [електронний ресурс]. – Режим доступу: http://mobile-eye.com.ua/?page_id=180. – Дата звернення : 27 вересня 2020.

20. Подригало М.А. Розробка способу та бортових засобів запобігання зіткненню автомобілів при виконанні маневру обгону / Подригало М.А., Абрамов Д.В., Тесля В.О. // Сборник научных трудов. Автомобильный транспорт. – Харків: ХНАДУ, 2013. – Выпуск 33. – С. 29-35.

21. Кашканов А.А., Грисюк О.Г., Тартачній О.М. Інтелектуальні системи запобігання зіткненню автомобілів як елемент забезпечення безпеки руху // Матеріали VIII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 19-21 жовтня 2015 року: збірник наукових праць / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет [та інш.]. – Вінниця: ВНТУ, 2015. – С. 102-103.

22. Патент 74349 Україна МПК G08G 1/16, G01S 17/93 Спосіб запобігання зіткненням автомобілів / Пабат А.І., Кирєєв В.П., Яловий О.В.; заявник і патентовласник Дніпродзержинський державний технічний університет. – № u 2012 04280; заявл. 06.04.12; опубл. 25.10.12.

23. Патент 2310922 Российская Федерация МПК G08G1/16, G01S17/93 Спосіб предотвращення столкновений автомобиля и устройство для его

осуществления / Мужичек С.М., Ефанов В.В., Винокуров В.И., Зыков В.Н.; заявитель и патентообладатель общество с ограниченной ответственностью научно-производственная компания "Двина". -№2005131659/11; заявл. 12.10.2005; опубл. 20.04.2007.

24. Патент 2450365 Российская Федерация МПК G08G1/16, B60W30/08 Способ предотвращения столкновения автомобилей и устройство для его осуществления / Кузьмин В.В., Кочетов И.А., Псянин С.В., Еремин А.Б.; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Военная академия ракетных войск стратегического назначения имени Петра Великого" Министерства обороны Российской Федерации. -№2008140643/11; заявл. 13.10.2008; опубл. 20.04.2010.

25. Пеньшин Н.В. Методология обеспечения безопасности дорожного движения на автомобильном транспорте: учебное пособие / Н.В. Пеньшин. – Тамбов: Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2013. – 456 с.

26. Ломакин В.В. Безопасность автотранспортных средств: Учебник для вузов / В.В. Ломакин, Ю.Ю. Покровский, И.С. Степанов, О.Г. Гоманчук. – Под ред. В.В. Ломакина. – М: МГТУ «МАМИ», 2011. – 299 с.

27. Синкович М.Р. Повышение безопасности движения автотранспортных средств при совершении маневра обгон: автореф. дис. канд. техн. наук: спец. 05.22.10 “Эксплуатация автомобильного транспорта” / М.Р. Синкович. – Иркутск. Забайкальский государственный университет, 2012. – 20 с.

28. Патент 2050561 РФМПК G01S15/08, G01S17/93 Способ предотвращения столкновений автомобиля и устройство для его осуществления [Текст] / Турченев Б.П.; заявитель и патентообладатель Турченев Б.П. – №5044239/09; заявл. 26.05.1992; опубл. 20.12.1995.

29. Пат. 80213 Україна, МПК G01L 5/13. Спосіб визначення потужності двигуна автомобіля в експлуатації / Подригало М.А., Клец Д.М., Абрамов Д.В.,

Коробко А.І., Мостова А.М., Тесля В.О.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № у 2012 07280; заявл. 15.06.2012; опубл. 27.05.2013 Бюл. № 10.

30. Подригало М.А. Удосконалення методу визначення компонентів сили опору руху автомобіля / М.А. Подригало, А.І. Коробко, Д.М. Клец, А.М. Мостова – Механіка та машинобудування. Науково технічний журнал. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2011 – №1. – С 123-128.

31. Подригало М.А. Динамика автомобиля / М.А. Подригало, В.П. Волков, А.А. Бобошко та ін. / Под ред. М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.

32. Насонов А.П. Краткий автомобильный справочник. Том 3. Легковые автомобили. Часть 2 / А.П. Насонов, Б.В. Кисуленко, И.А. Венгеров, Ю.В. Дементьев, В.В. Комаров, Л.Я. Рошаль [Под редакцией Насонова А.П.] – М.: НПСТ «Трансконсалтинг», 2004. – 560 с.

33. Пат. 51031 Україна, МПК G01P 3/00, G01P 15/00. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / Подригало М.А., Коробко А.І., Клец Д.М., Файст В.Л.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № у 2010 01136; заявл. 04.02.2010; опубл. 25.06.2010. Бюл. № 12.

34. Подригало М.А. Оценка устойчивости автомобиля с помощью ЭВМ при выполнении анализа тягово-скоростных свойств / Н.Н. Алёкса, В.И. Клименко, М.А. Подригало, Д.М. Клец // Вестник ХНАДУ. – Х., 2009. – Вып. 45. – С. 66-69.

35. Мошкин Н.И. Разработка автоматизированной технологии и средств технического диагностирования узлов и агрегатов автотранспортных средств сельскохозяйственного назначения: дисс. на соиск. ученой степени доктора техн. наук: спец. 05.20.03 “Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве” / Н.И. Мошкин. – Улан-Удэ, 2007. – 440 с.

36. Лебедев А.Т. Оценка наработки мобильных машин по выполненной двигателем механической работе / А.Т. Лебедев, М.А. Подригало, А.С. Полянский, Д.В. Абрамов, В.Н. Плетнев, В.О. Тесля – Механіка та машинобудування. Науково технічний журнал. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2011 – №2. – 295 с.
37. Клец Д.М. Метод повышения точности обработки данных, полученных в ходе испытаний мобильных машин, с помощью фильтра Баттерворта / Д.М. Клец // Вісник НТУ «ХПІ», 2012. – № 60 (966) – С. 98-104.
38. Абрамов Д.В. Визначення поточної маси автомобіля в процесі руху / Д.В. Абрамов, В.О. Тесля // Ученые записки КИПУ Технические науки. – Симферополь: НИЦ КИПУ, 2013. – Вып. 40. – С. 41-43.
39. Тесля В.О. Аналіз існуючих систем запобігання зіткнення автомобілів при обгоні і визначення напрямів їх розвитку / В.О. Тесля // Вісник вінницького політехнічного інституту № 3. – Вінниця, 2014. – С. 97-100.
40. Томпкинса У.Д. Сопряжение датчиков и устройств ввода данных с компьютерами IBM PC: Пер. с англ. / У.Д. Томпкинса. – М.: Изд-во Мир, 1992. – 592 с.
41. Федотов А.В. Основы теории надежности и технической диагностики / А.В. Федотов, Н.Г. Скабкин. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2010. – 64 с.
42. Сахно В.П. Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність / В.П. Сахно, Г.Б. Безбородова, М.М. Маяк, С.М. Шарай. – Навч. Посібник. – К: В-во КВІЦ, 2004. – 174 с.
43. BOSCH Автомобильный справочник. Первое русское издание. Пер. с англ. – М.: Изд-во “За рулем”, 2000. – 896 с.