

СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ
Факультет транспорту і будівництва
Кафедра логістичного управління та безпеки руху на транспорті

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до дипломної кваліфікаційної роботи
освітньо-кваліфікаційного рівня магістр

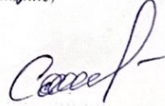
галузі знань 27 – «Транспорт»
спеціальності 275.3 – Транспортні технології (на автомобільному транспорті)

на тему: «Підвищення безпеки дорожнього руху на основі енергетичних характеристик транспортного потоку»

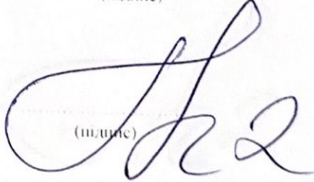
Виконав: здобувач вищої освіти
групи ОПАТ-22дм
Капрілов А.А.


(підпис)

Керівник: доц. Сорока С.І.


(підпис)

Завідувач кафедри: проф. Чернецька-Білецька Н.Б.


(підпис)

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
1. ХАРАКТЕРИСТИКИ РУХУ ТРАНСПОРТНОГО ПОТОКУ ТА БЕЗПЕКА ДОРОЖНЬОГО РУХУ.....	5
1.1 Безпека дорожнього руху – найважливіша галузь наукових досліджень в області транспортних систем	5
1.2 Аналітичний огляд результатів досліджень у галузі безпеки дорожнього руху.....	6
2. ОБҐРУНТУВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ПІДХОДУ ДО АНАЛІЗУ БЕЗПЕКИ ДОРОЖНЬОГО РУХУ	27
2.1 Енергетичні характеристики та безпека дорожнього руху	27
2.2 Системний аналіз безпеки руху у термінах енергетичного підходу	30
2.3 Принцип відносності в задачі аналізу безпеки руху.....	32
2.4 Необхідний підхід до вирішення задачі по оцінці рівня безпеки руху	36
3. РОЗРОБКА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСПОРТНОГО ПОТОКУ	40
3.1 Енергетичні характеристики безпеки руху одиночного автомобіля.....	40
3.2 Енергетичні характеристики безпеки руху транспортного потоку	64
3.3 Зв'язок розроблених енергетичних характеристик с існуючими параметрами транспортного потоку.....	84
3.4 Спосіб реєстрації поточного значення кінетичної енергії транспортного потоку.....	86
ВИСНОВКИ.....	94
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	95

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. Зростання чисельності автомобільного парку у світі стає усе більш інтенсивним, що, поза всяким сумнівом, відображається на розвитку транспорту України. Автомобілізація країни досягає значних масштабів. У таких умовах поряд з відомими позитивними сторонами цього розвитку серйозним образом виявляються і негативні сторони збільшення числа транспортних засобів, що розкриваються в різкому зниженні рівня безпеки руху й рості аварійності. Рівень соціальних і економічних втрат, зв'язаний з відзначеними процесами, досить великий і безупинно зростає.

Процес формування безпеки дорожнього руху є різнобічним і багатофакторним, що обумовлює таку ж кількість науково-технічних рішень. Складність процесу аналізу чинників, що впливають на рівень безпеки дорожнього руху, насамперед, полягає в наявності якісно різних рівнів матеріальної взаємодії у дорожньому русі, елементами якої є механічні транспортні засоби, люди, елементи дорожніх умов і навколишнього середовища. Тому існуючі науково-технічні розробки в області підвищення рівня безпеки руху транспортних потоків, які не в повній мірі враховують зазначені чинники, вимагають істотної доробки або перегляду основних підходів у їхній реалізації.

Вищезазначене обумовлює актуальність дослідження, спрямованого на розробку й теоретичне обґрунтування нових, більш об'єктивних підходів до рішення проблеми оцінки та прогнозування рівня безпеки дорожнього руху, які базуються в даній роботі на застосуванні енергетичних характеристик транспортного потоку.

Мета і завдання дослідження. Мета - розробка методу аналізу і підвищення рівня безпеки дорожнього руху на підставі енергетичних характеристик транспортного потоку.

Завдання дослідження: Обґрунтування енергетичного підходу до аналізу безпеки дорожнього руху. Розробка енергетичних характеристик транспортного

поток, а саме: розробка енергетичних характеристик руху одиночного транспортного засобу в рамках системи АВД і обґрунтування застосування їх до аналізу безпеки дорожнього руху.

Об'єкт дослідження – Об'єктом дослідження є транспортний потік.

Предмет дослідження – Предметом дослідження є характеристики безпеки дорожнього руху.

Методи виконання роботи. Методи теорії детермінованих моделей транспортних потоків, теорії надійності, теорії транспортних процесів і систем, методи аналізу дорожньо-транспортних пригод.

Наукова новизна отриманих результатів полягає: в розробці й обґрунтуванні нового методу кількісної та якісної оцінки безпеки дорожнього руху на основі енергетичних характеристик руху транспортного потоку, в якому, на відміну від існуючих методів, безпека руху розглядається як безперервний процес зі змінами у просторі й часі; також у встановленні аналітичної залежності між запропонованими характеристиками і загально відомим коефіцієнтом безпеки руху.

Практичне значення отриманих результатів. На підставі розроблених енергетичних характеристик транспортного потоку запропоновано методіку визначення аварійно-небезпечних ділянок автомобільної дороги та розробки заходів щодо зменшення імовірності виникнення й ступеню тяжкості дорожньо-транспортних пригод.

Публікації. Відповідно до теми дипломної роботи опубліковані наукові публікації у фахових виданнях України, результати роботи представлені на науковій студентській конференції.

Структура і об'єм роботи. Кваліфікаційна робота магістра складається зі вступу, 3 розділів, висновків, списку використаних джерел з 114 найменувань на 10 сторінках. Загальний об'єм кваліфікаційної роботи магістра складає 85 стор. Робота включає 22 рисунка та 6 таблиць по тексту.

1. ХАРАКТЕРИСТИКИ РУХУ ТРАНСПОРТНОГО ПОТОКУ І БЕЗПЕКА ДОРОЖНЬОГО РУХУ

1.1 Безпека дорожнього руху – найважливіша галузь наукових досліджень в області транспортних систем

Оцінка ефективності організації дорожнього руху здійснюється в рамках аналізу зменшення аварійності (підвищення безпеки руху) з одного боку, і в рамках оцінки рівномірності руху транспортного потоку з іншого боку, тому в даному розділі, з урахуванням тематики дослідження, будуть проаналізовані існуючі розробки саме в області рівномірності руху транспортного потоку, як характеристик рівня безпеки руху.

Задача забезпечення безпеки руху на автомобільних дорогах світу придбала надзвичайну гостроту [5-8]. Дійсне положення з безпекою руху в багатьох країнах стало загрозливою. По орієнтованих підрахунках у світі щорічно відбувається приблизно 50 мільйонів дорожньо-транспортних пригод (ДТП), у яких гине до 250 тис. чоловік і близько 10 млн. чоловік одержують поранення [7].

В даний час у всіх розвинутих країнах ведуться спеціальні дослідження ДТП, причому роботи стосуються всього комплексу автомобільного транспорту. Не вивчивши причин пригод, не можна організувати науково обґрунтовану й ефективну їхню профілактику, правильно визначити заходи щодо підвищення безпеки руху, як важливішого напрямку вдосконалювання транспортних систем.

Ефективність роботи з попередження ДТП значною мірою визначається тією основою, на якій будується аналіз причин їхнього виникнення та характеру розвитку.

Об'єктивність, точність і повнота вихідних даних про ДТП відіграють вирішальну роль в одержанні достовірних показників, що відбивають вплив на аварійність того або іншого фактора.

На підставі отриманих результатів аналізу ДТП створюється комплекс

заходів спрямований на ліквідацію причин, що найбільш зустрічаються [9-10].

Заходи, які пропонуються зв'язані, насамперед:

- з конструктивними параметрами автомобіля в області активної і пасивної безпеки [11];
- з геометричними і фізичними характеристиками дорожнього покриття в області забезпечення планом і подовжнім профілем дороги безперешкодного руху потоку автомобілів розрахункової інтенсивності з заданою швидкістю, з регулярним переглядом вимог безпеки при їхньому проектуванні і будівництві [12-16];
- з рівнем професійної майстерності водіїв в області удосконалювання навчального процесу водінню автомобіля, правилам дорожнього руху і застосуванням їх на практиці [17-20];
- з організацією руху в області розробки принципово нових технічних засобів, методів керування рухом [21-28].

Поряд з цим розробляються системи, що дозволяють цілком автоматизувати управління рухом [29-31].

Усі зазначені моменти розкривають безсумнівну важливість даної області наукових знань. Збереження людського життя не може зрівнятися з жодним економічним ефектом. Однак це не ліквідує необхідність пошуку найбільш оптимального рішення сформульованої проблеми.

Рішення питання підвищення безпеки руху можливо тільки при застосуванні об'єктивних оціночних показників, на підставі інформації про які, приймаються і формуються відповідні керуючі впливи на ділянках транспортних систем.

1.2 Аналітичний огляд результатів досліджень у галузі безпеки дорожнього руху

1.2.1 Аналіз характеристик рівномірності руху

Перший, найбільш застосовний на практиці показник рівномірності і

безпеки руху транспортного потоку, запропонував Гриншилдс ще в 1955 році [32]. Даний показник якості руху він назвав "шум прискорення". Термін "шум" був уведений Гриншилдсом у зв'язку зі спільністю характеру нового параметра із шумом радіосигналів. При виведенні аналітичного вираження, що описує "шум прискорення", в основу був покладений той факт, що загальна швидкість руху визначає тривалість поїздки, тобто швидкість пропорційна якості руху.

Даний показник визначається наступним чином [32]:

$$Q = \frac{A \cdot V}{\Delta V} \sqrt{n}, \quad (1.1)$$

де Q - показник якості руху;

A - константа співвідношення аналізованих параметрів;

V - середня швидкість, км/год;

ΔV - сума відхилень від середньої швидкості на 1 км шляху, км/год;

n - число змін швидкості на 1 км шляху.

Даний показник, відповідно до рівняння (1.1), тільки однобічним образом, з кількісної точки зору, описує характер зміни швидкості автомобілів. Відбити якісні зміни в умовах руху транспортного потоку в даному випадку принципово не можливо, тому що зазначений параметр якістю не оперує. Наприклад:

- рух одиночного автомобіля по визначеній ділянці дороги – одна якісна система, для неї потрібно свій показник якості руху;
- рух декількох автомобілів по визначеній ділянці дороги – якісно інша система з іншими зв'язками стосовно першого, для даної системи потрібно якісно новий показник;
- рух максимального числа автомобілів по визначеній ділянці дороги – стан затору, якісно нова система з визначеними показниками умов руху.

В усіх перерахованих випадках можлива наявність однакових значень

показника (1.1), а якість руху принципово різна. У зв'язку з цим об'єктивний аналіз безпеки руху однозначно не можливий.

У своїх роботах Платт відзначав [33], що перешкоди з боку інших автомобілів і засобів регулювання руху відволікають водія більше, у порівнянні з іншими подразниками, оскільки він змушений робити зупинки. Він же установив, що комфортабельність роботи водія і зусилля, яке прикладаються їм, не знаходяться в лінійній залежності від швидкості, а змінюються як складні функції. З цих причин Платт включив у показник якості, виведений Гриншилдсом, ще два параметри. У числі обумовлених додаткових показників були інтенсивність зміни швидкості, частота скидання газу, частота включення передачі і частота гальмування.

В принципі введені уточнення збільшили чутливість показника, але не дозволили відбивати якісні зміни, тобто проводити об'єктивний аналіз системи.

Комісія з оцінки пропускнуої здатності доріг при управлінні дорожніх досліджень США запропонувала взяти за основу шість рівнів обслуговування на базі показників Гриншилдса і Платта. Фундаментальна крива, що показує залежність між швидкістю й інтенсивністю руху, довільно поділялася на шість рівнів обслуговування в залежності від величини інтенсивності і вільності маневру.

Показники, що розробили Гриншилдс і Платт в області кількісного аналізу визначеного якісного стану транспортної системи, являють собою досить ефективний засіб по оцінці умов руху на великих ділянках магістралі.

Однак було також експериментально встановлено, що зміна геометричних характеристик дороги супроводжується зміною оптимальної швидкості, інтенсивності і щільності руху на послідовних коротких відрізках шляху.

Для того, щоб параметр відбивав якісну ефективність, необхідно мати зв'язок даного показника з зазначеними кількісними параметрами дорожнього покриття. При цьому параметр повинен відбивати не тільки інженерну оцінку рівня обслуговування, але і, що більш важливо, враховувати умови роботи

водія.

Розкритий раніше ряд недоліків привів до подальшого розвитку досліджень у цій області.

Коефіцієнт безпеки руху.

Коефіцієнт безпеки був запропонований Бабковим В.Ф. [6]. Теоретичне обґрунтування введення даного коефіцієнта було визначено в наступним чином.

Аналіз дорожньо-транспортних пригод на якій-небудь дорозі показував, що поряд з пригодами, більш-менш рівномірно розподіленими по її довжині, значна частина їх концентрується на порівняно коротких ділянках, що також відзначалося в [34-36].

Звичайно при проїзді по цих ділянках від водія потрібна підвищена уважність. Виходячи з дорожніх умов, ситуації, прилягаючої місцевості й обстановки руху на цих ділянках припустимий рух тільки з обмеженою швидкістю. У той же час дорожні умови на попередніх ділянках не обмежують швидкості.

Недосвідчений або необачний водій, що їде, не зважаючи на особливості розташованих перед ним ділянок дороги, може розвинути швидкість, набагато більшу, ніж допускає наступна ділянка. Зіштовхуючись з необхідністю різкого зниження швидкості й ускладненням процесу управління автомобілем, він піддається небезпеці потрапити в аварійну ситуацію.

Аналогічне становище може створюватися й у втомлених водіїв, тривалість реакції яких збільшується [37-39]. Характерно, що небезпечним є й момент виїзду з ділянки, на якій було потрібно зниження швидкості, у зв'язку з виникаючими обгонами, повільно рухаючих автомобілів більш швидкими, що викликає небезпеку зіткнення з зустрічним транспортом [37].

У таких умовах за критерій безпеки руху було прийняте відношення припустимої швидкості руху автомобілів по небезпечній ділянці до швидкості, що розвивається наприкінці попередньої ділянки, названий автором коефіцієнтом безпеки [6], рис. 1.1.

Аналітично коефіцієнт безпеки розраховується в такий спосіб [6]:

$$K_{\text{без}} = \frac{V}{V_{\text{вх}}}, \quad (1.2)$$

де $K_{\text{без}}$ - коефіцієнт безпеки руху;

V - швидкість на ділянці;

$V_{\text{вх}}$ - швидкість в'їзду автомобіля на ділянку зі швидкістю V .

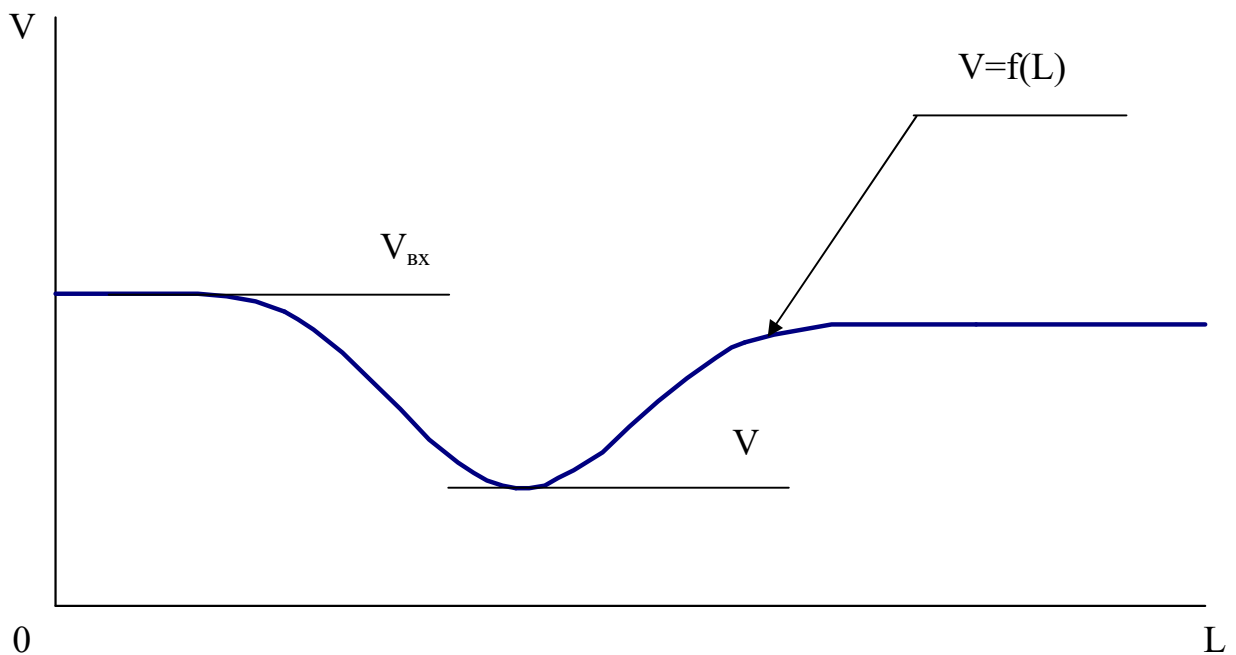


Рис. 1.1. Розрахункова схема коефіцієнта безпеки.

Припустимо значення коефіцієнта безпеки, звичайно, залежить від швидкості руху. Ступінь небезпеки при перепадах швидкостей з 30 до 15 км/год та з 100 до 50 км/год, які характеризуються рівними значеннями коефіцієнтів безпеки 0,5, неоднакова в зв'язку з розходженням у довжині гальмових шляхів.

Зазначена умова розкриває однобічний аналіз процесу руху даним коефіцієнтом навіть у межах кінематичної дискретної моделі потоку, при цьому про об'єктивне відображення системи транспортного потоку говорити дуже

важко. Тому припустимі значення коефіцієнта безпеки були віднесені до середніх сучасних умов руху по дорогах, коли швидкість в'їзду близька до швидкості руху на необмежених ділянках доріг.

Більш об'єктивним показником режиму зміни швидкостей і який тільки дозволяє врахувати відстань, на якій вона відбувається, є інтенсивність зміни швидкості [6] — від'ємне прискорення при гальмуванні під час в'їзду на небезпечну ділянку. Однак застосування цього показника при аналізі умов безпеки руху ускладнює аналіз, не вносячи істотних уточнень в зв'язку з імовірнісним характером розподілу швидкостей автомобілів у транспортних потоках.

Докладне застосування коефіцієнта безпеки на практиці буде розглянуто нижче.

Шум швидкості.

Шум швидкості - середнє квадратичне відхилення швидкості автомобілів у потоці. Як окремий параметр рівномірності руху транспортних потоків шум швидкості не застосовувався, тому що мав менше позитивних якостей на відміну від розглянутих раніше.

Однак, як розрахункова величина, він був застосований в області технічних засобів організації дорожнього руху при визначенні розрахункової швидкості координації.

Методика визначення розрахункової швидкості координації виходить з того, що швидкість руху на перегонах магістралі описується нормальним законом розподілу ймовірностей [40-44]. При цьому щільність розподілу швидкостей окремих транспортних засобів виступає у виді функції двох параметрів і записується у виді [40]:

$$f(V) = \frac{1}{\sigma_V \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(V - \bar{V})^2}{2\sigma_V^2}}, \quad (1.3)$$

де \bar{V} - середня швидкість транспортного потоку, м/с;

σ_V - середнє квадратичне відхилення швидкостей окремих автомобілів, м/с²; має назву - шум швидкості:

$$\sigma_V = \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (V_i - V_{cp})^2 \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (1.4)$$

де n - число автомобілів;

V_i - значення швидкостей автомобілів, м/с;

V_{cp} - середнє арифметичне значення зміни швидкості, м/с.

При цьому функція розподілу ймовірностей швидкості окремих автомобілів $F(V)$ буде визначатися в такий спосіб [40]:

$$F(V) = \int_{\bar{V} - 3\sigma}^{\bar{V} + 3\sigma} f(V) dV. \quad (1.5)$$

Таким чином, реально шум швидкості, як параметр якості руху транспортного потоку, не використовується, він існує в теорії транспортних потоків у виді математичної величини, що характеризує функцію розподілу ймовірностей швидкості окремих автомобілів. Можливість застосування його безпосередньо для аналізу рівномірності руху транспортного потоку і як наслідок для оцінки рівня безпеки руху – аналогічна розглянутим показникам якості руху.

Шум прискорення.

Найбільш широко, у порівнянні з попередніми показниками, для оцінки рівномірності руху транспортних потоків застосовується середнє квадратичне відхилення прискорень автомобілів від середнього прискорення по потоку. Зазначений параметр має назву "шум прискорення".

Математичний запис вираження для шуму прискорення був запропонований в інтегральній формі, що має такий вигляд [45]:

$$\sigma_a = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_i^2 dt \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (1.6)$$

де T – загальний час руху по досліджуваній ділянці, с;

a_i - миттєві значення прискорення м/с²;

dt - проміжок часу, прийнятий для фіксації прискорення при аналізі безперервного запису швидкості руху автомобіля в потоці, с.

Функція $a_i=f(t)$ має нелінійний характер і приблизно виглядає як синусоїда з визначеними фазовими й амплітудними змінами. Графік даної функції приведений на рис. 1.2.

Як показали дослідження закордонних учених, приведений вище показник, може бути прийнятий за параметр якості руху транспортного потоку. На це вказують дві причини.

По-перше, цей показник зв'язаний із трьома основними елементами транспортного потоку, як водій, дорога й умови руху.

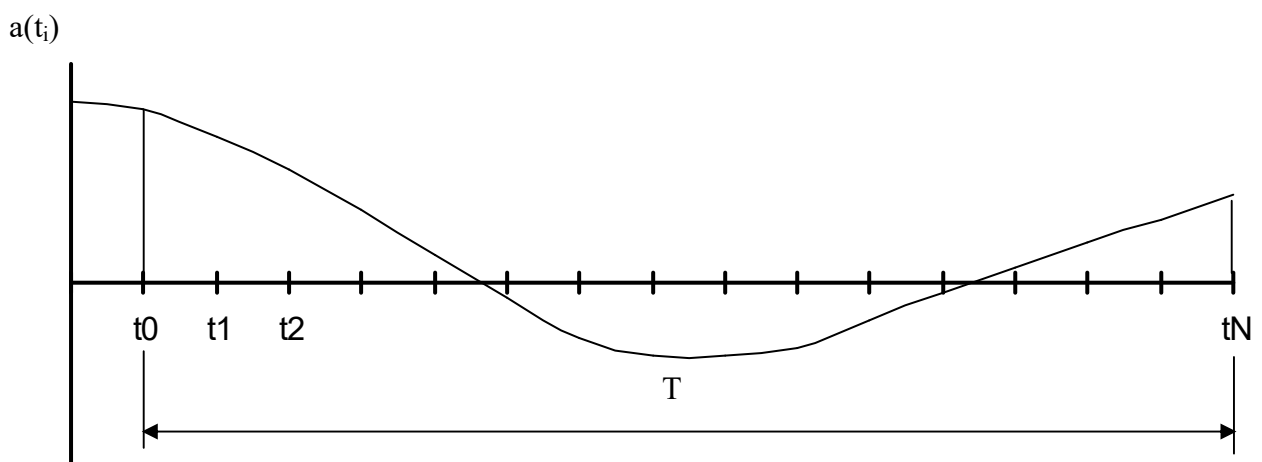


Рис. 1.2. Графік зміни прискорення в часі

По-друге, цей параметр, по своїй суті відбиває рівномірність руху.

Шум прискорення змінюється в залежності від величини і частоти збільшення або зниження швидкості автомобілів. Чим більш різкими і більш частими є маневри автомобіля, тим більш великі значення здобуває шум.

Оскільки різке гальмування є наслідком небезпечних ситуацій і впливає на шум прискорення, то цей параметр також певним чином характеризує потенційно небезпечні умови руху.

Одним з найбільш важливих елементів, що впливають на характеристики руху автомобіля і як наслідок на транспортний потік у цілому, є водій [46]. Шум прискорення, на відміну від попередніх показників, уже певним чином дозволяє оцінити поведінку різних водіїв з погляду можливості виникнення потенційно небезпечних ситуацій. Оскільки даний параметр залежить від збільшення або зменшення швидкості руху, то необережний водій, що намагається їхати зі швидкістю, яка перевищує швидкість потоку, буде різко й, напевно, часто збільшувати і знижувати швидкість, тому даний автомобіль буде випробовувати значно більший шум прискорення, чим автомобіль, водія якого влаштовують існуючі умови руху.

Другим важливим елементом, що впливає на величину шуму прискорення, є дорожні умови. Шум прискорення, що спостерігається при відсутності руху транспорту, прийнято називати природним шумом, властивим даній дорозі [45]. Відповідно до результатів досліджень закордонних учених, прийнято вважати, що шум прискорення одиночного автомобіля, що присутній на деякій дорозі, дорівнює природному шумові на ідеальній дорозі, помноженому на деякий коефіцієнт. Поява цього коефіцієнта в основному зв'язувалася з геометричними характеристиками дороги [45].

Третім фактором, що впливає на величину шуму прискорення, є транспортне перевантаження [45].

Результати попередніх досліджень приміських доріг показували, що при збільшенні перевантажень шум зростає внаслідок більш високих інтенсивностей руху і наявності автомобілів, що стоять на узбіччях доріг. Перевищення шуму прискорення над природним шумом, характерним для даної дороги, по суті обумовлено умовами руху [45].

Хоча для оцінки перевантаження використовуються такі показники, як

тривалість зупинок або час чекання, ці показники не завжди дозволяють одержати задовільну оцінку сформованої ситуації.

Для шуму прискорення Д. Дрю пропонує наступну формулу [45]:

$$\sigma = \left[\frac{(1,465)^2 (\Delta V)}{T} \sum_{i=0}^T \frac{1}{\Delta t_i} \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (1.7)$$

де σ - шум прискорення, фут/с²;

ΔV - зміна швидкості за час Δt , фут/с;

T - тривалість поїздки автомобіля, с;

Δt_i - постійні проміжки часу, с.

До недоліків параметра можна віднести:

- не чуттєвий до наявності повних перерв руху;
- має точність значень більш низку, чим розглянуті раніше показники (тому що величина ΔV має, за інших рівних умов, індивідуальну для кожного значення, частіше на порядок більшу, погрішність, стосовно абсолютного значення швидкості);
- складний у практичних вимірах і розрахунках;
- об'єктивно не відбиває якісні зміни в транспортному потоці, бо не враховує хоча б щільності та інтенсивності руху.

Таким чином, шум прискорення є найбільш інформативною кількісною характеристикою визначеного якісного стану транспортної системи, з розглянутих раніше параметрів. Однак, співвідношення ступеня інформативності і точності даного показника змушує відноситися з обережністю до результатів досліджень з його допомогою.

Градiєнт швидкості.

Для більш повної оцінки якості руху транспортного потоку, у порівнянні

із шумом прискорення, був уведений показник коливань швидкості - градієнт швидкості [47]. Градієнт швидкості - це відношення шуму прискорення до швидкості сполучення протягом досліджуваної ділянки дороги.

Даний параметр визначається по формулі [47]:

$$G_V = \frac{\sigma_a}{V_c}, \quad (1.8)$$

де G_V - градієнт швидкості;

σ_a - шум прискорення;

V_c - швидкість сполучення на досліджуваній ділянці дороги.

На відміну від інших, даний показник за допомогою швидкості сполучення враховує затримки транспортного потоку.

Проведені дослідження в МАДІ показали, що на магістралі з регульованим рухом при кроці обробки запису швидкісного режиму 1 км/год, а інтервал часу 1 с з довжиною перегону 500-600 м - градієнт швидкості при високій щільності потоків досягає $0,2 \text{ с}^{-1}$. Що свідчило про велику нестабільність швидкісного режиму. При ефективній координації світлофорного регулювання показник коливання швидкості не перевищує $0,1 \text{ с}^{-1}$ [47].

Реєструюча апаратура, яка установлена на ходовій лабораторії, дозволяє за допомогою мікропроцесорної техніки обчислити автоматично по спеціальній програмі шум прискорення, швидкість сполучення і градієнт швидкості.

По своїй природі даний показник зосередив у собі всі недоліки шуму прискорення і швидкості сполучення, а процес ділення даних величин знеособив результат.

З фізичної точки зору градієнт швидкості має невизначену природу з одиницею виміру с^{-1} , отже, за значеннями даного параметра не можливо, не те, що якісно, хоча б кількісно відстежити конкретні, об'єктивні зміни в

транспортній системі щодо безпеки руху.

Шум енергії.

Останнім часом, частіше для якісної організації системи “Автомобіль-Водій-Дорога”, використовують “енергетичні” критерії ефективності, що в основному оперують з кінетичною енергією - K (без обліку маси), руху автомобілів по досліджуваній ділянці транспортної мережі [45-48].

Значення кінетичної енергії загально відоме. Абсолютне її значення використовують при визначенні пропускної здатності і ступеня завантаження магістралі, для характеристики умов руху транспортного потоку застосовують величину зміни енергії.

Для визначення цієї зміни диференціюють рівняння кінетичної енергії за часом, з урахуванням сталості маси [48]

$$\frac{dK}{dt} = m \cdot V \cdot \frac{dV}{dt} = m \cdot V \cdot a, \quad (1.9)$$

де V і a - відповідно, швидкість і прискорення автомобіля в момент часу t ;

m - маса автомобіля.

Оскільки маса автомобіля за проміжок часу dt залишається незмінної, то зміна енергії пропорційна добуткові миттєвої швидкості на прискорення в цей момент часу [48]

$$\Delta K \approx V \cdot a. \quad (1.10)$$

На підставі цих співвідношень був уведений критерій, названий “шумом кінетичної енергії” σ_k . Математично “шум енергії” виражався як середнє квадратичне відхилення зміни кінетичної енергії автомобіля на певній ділянці

дороги без урахування маси [48]

$$\sigma_k = \left[\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (a_i V_i - (aV)_{cp})^2 \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (1.11)$$

де n - число значень швидкості і прискорення;

$(aV)_{cp}$ - середнє арифметичне значення зміни енергії на даній ділянці

дороги;

$a_i V_i$ - миттєве значення зміни кінетичної енергії.

Експериментальні дані про рух транспортних потоків на міських вулицях, отримані в [48], були застосовані при вивченні можливості використання шуму енергії для оцінки якості і безпеки руху на практиці.

Відповідно результатам [48], величина зміни “енергії” у швидкісному інтервалі 25-60 км/год, тобто при нормальних експлуатаційних режимах на міських магістралях, має відносно слабку залежність зі швидкістю, рис. 1.3.

Залежності визначалися для випадків прискореного (крива $K1=f(V)$) і уповільненого (крива $K2=f(V)$) руху. Їхньої функції мають вигляд [48]:

$$K1 = -0,075 + 0,161 \cdot V - 0,0015 \cdot V^2, \quad (1.12)$$

$$K2 = -0,345 - 0,205 \cdot V + 0,0025 \cdot V^2. \quad (1.13)$$

Величина σ_k визначається квадратом відхилень миттєвих значень зміни енергії від середнього значення. Зміна шуму “енергії” може відбуватися як через відхилення поточного значення зміни “енергії” від середнього, так і внаслідок зменшення або збільшення абсолютного розміру середнього значення [48].

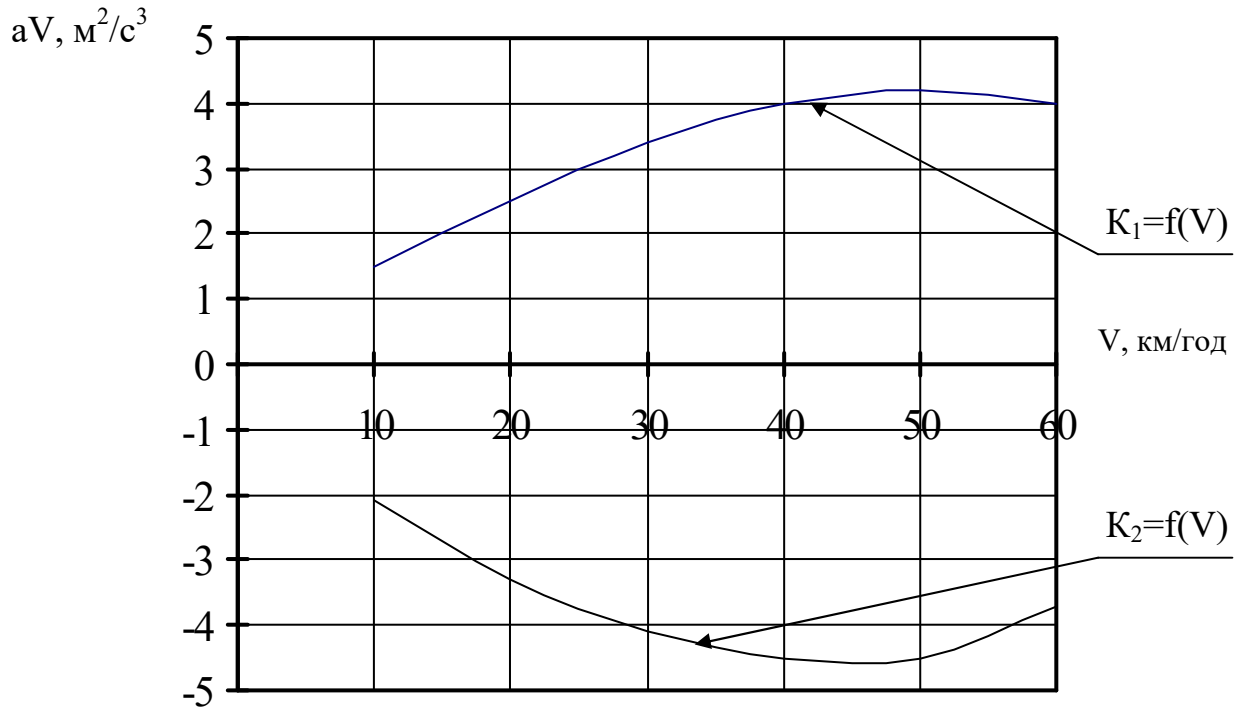


Рис. 1.3. Залежність зміни “енергії” від швидкості руху автомобіля.

У швидкісному інтервалі, прийнятому в [48], параметр $(aV)_{cp}$ змінюється на практиці незначним чином, тому передбачалося, що значення шуму енергії визначається головним чином розміром і частотою відхилень поточного значення від середнього, тобто нерівномірністю руху.

Ця пропозиція підтвердилася при обробці експериментальних даних про рух групи автомобілів із середніми швидкостями, від 8 до 58,5 км/ч. У цьому діапазоні не удалася установити кореляційного зв'язку між шумом енергії і середньою швидкістю руху. Проте, для тієї ж групи автомобілів була знайдена залежність між шумом енергії і нормальним відхиленням швидкості руху автомобіля від середньої швидкості потоку [48]:

$$V_n = \frac{V_{i,cp} - V_{cp,p}}{|\Delta V_{max}|}, \quad (1.14)$$

де V_n – нормальне відхилення середньої швидкості руху автомобіля від

середньої швидкості потоку;

$V_{i,ср}$ - середня швидкість руху i -го автомобіля;

$V_{ср,п}$ - середня швидкість потоку;

ΔV_{max} - максимальне відхилення середньої швидкості n -го автомобіля від швидкості потоку.

Залежність σ_k від V_n представлена на рис. 1.4 [48].

По отриманим даним, що зображені на графіку, були виведені аналітичні залежності [48], що характеризують лінії G_1 і G_2 :

- при радіусі колеса 0,723 м $\sigma_{k2} = 2,93 + 2,27 \cdot V_n$; (1.15)

- при радіусі колеса 0,445 м. $\sigma_{k1} = 3,13 - 0,447 \cdot V_n - 2,297 \cdot V_n^2$ (1.16)

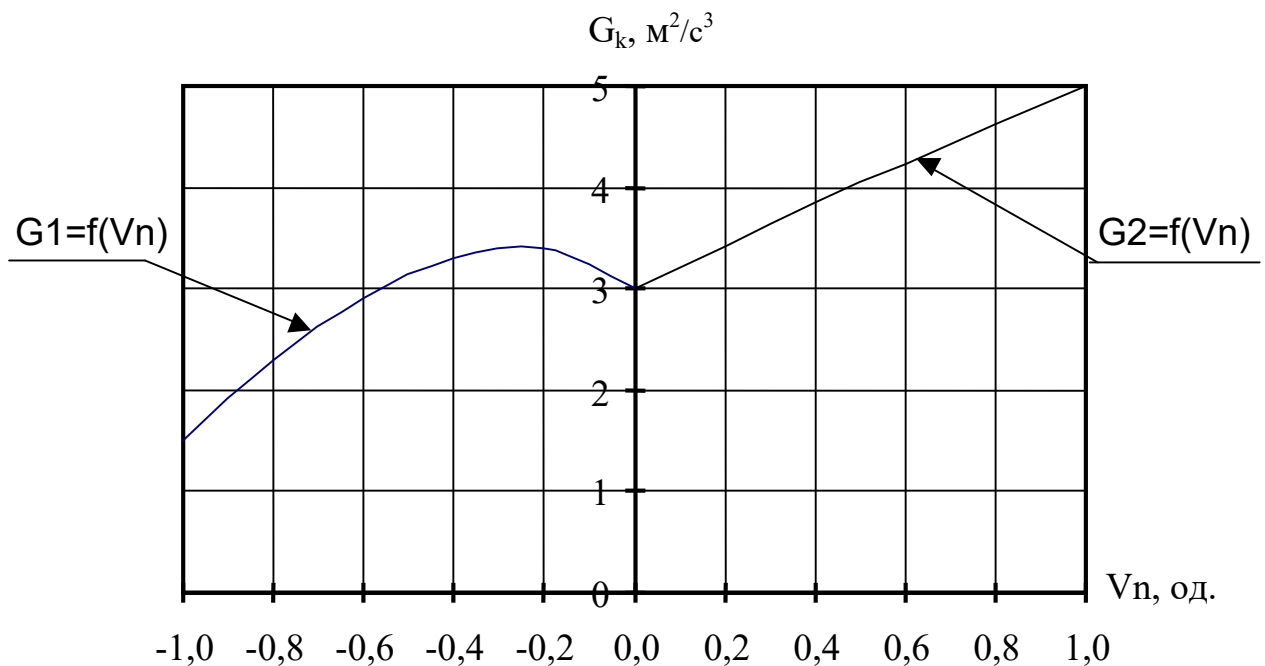


Рис. 1.4. Залежність шуму “кінетичної енергії” від нормального відхилення швидкості руху автомобіля по швидкості потоку.

Разом з тим, графіки рисунків 1.3 і 1.4 показали, що при невеликих швидкостях руху “шум енергії” знижується, і в зв'язку з цим виникають

практичні труднощі при оцінці реальних умов руху. Однак це справедливо тільки для безперервного руху.

Необхідно відзначити, що залежності (1.15) і (1.16) не досить математично коректні, тому що σ_k - середньоквадратична величина, а V_n - нормальне відхилення від середнього значення величини. З погляду статистики вони несумісні по своїй природі. Унаслідок цієї несумісності зазначені вище вираження досить умовні і не повно розкривають природу явища.

Додатково проведені дослідження в області “шуму енергії” у роботах Д. Дрю [45] і Сильянова В.В. [49].

Дрю [39] називає шум прискорення внутрішньою енергією транспортного потоку. На підставі проведених досліджень він одержує залежність для загальної енергії транспортного потоку:

$$T = \sigma_{\max}, \quad (1.17)$$

де T - загальна енергія транспортного потоку;

σ_{\max} - максимальний шум прискорення.

Фактично, не використовуючи поняття шуму енергії, описується загальна енергія транспортного потоку (її зміна) за допомогою шуму прискорення. Усе це змусило зробити висновок, що “шум енергії” дорівнює максимальному шумові прискорення транспортного потоку.

Сильянов у своїх роботах [49] енергію транспортного потоку виражає цілком через поточні і максимальні значення: шуму прискорення, щільності і швидкості руху. Дані результати свідчать про аналогічний підхід, розглянутому вище, до рішення питання про зміну енергії транспортного потоку.

У підсумку слід зазначити, що енергетичний параметр “шум енергії” був введений в аналіз транспортних систем і розроблений цілком формальним методом. Усі його можливості, зв'язані з законом збереження енергії були зігноровані, тому що спочатку постановка задачі була виконана в умовах імовірнісної кінематичної моделі, а не детермінованої енергетичної.

Градiєнт енергiї. Градiєнтом енергiї прийнято називати - вiдношення шуму енергiї транспортного потоку до швидкостi сполучення [48].

Градiєнт енергiї визначається по формулi:

$$G_E = \frac{\sigma_e}{V_c}, \quad (1.18)$$

G_E - градiєнт енергiї;

σ_e - "шум енергiї";

V_c - швидкiсть сполучення.

Приведений критерiй дозволяє певним чином оцiнювати затримки транспортного потоку, тому що враховує швидкiсть сполучення.

У [48] викладенi дослiдницькi данi про швидкостi проходження автомобiля по дiлянцi дороги довжиною близько 250 м, але при рiзних режимах руху. Градiєнт енергiї склав:

- при русi автомобiля без зупинок - 0,276 м/с²;
- при русi автомобiля з зупинками на 4 с - 0,691 м/с²;
- при русi автомобiля з зупинками на 18 с - 0,782 м/с².

Використовуючи даний параметр, у [48] було отримане рiвняння, що описує спiввiдношення мiж градiєнтом енергiї i швидкiстю на визначенiй дiлянцi магiстралi при високому коефiцiєнті кореляцiї 0,746:

$$G_e = 1,466 - 0,052 \cdot V + 0,00057 \cdot V^2. \quad (1.19)$$

Дане рiвняння має мiнiмум в областi швидкостi 45,7 км/год [48], тобто градiєнт енергiї для визначених дiлянок дорiг може здобувати оптимальне значення.

Експериментальнi дослiдження, проведенi д.т.н. В.В. Зиряновим [47], показали, що найбільш важливий вплив на градiєнт енергiї оказують тривалiсть

затримок і нерівномірність руху. Ступінь взаємозв'язку цих факторів із градієнтом енергії приблизно однакова.

Розглянутий параметр несе в собі всі недоліки, що були відзначені по “шуму енергії”, а також ті що є у значенні швидкості сполучення.

Таким чином, виконані огляд і аналіз існуючих параметрів нерівномірності і безпеки руху транспортних потоків. Далі визначимо, що виконано на сьогоднішній день в області аналізу безпеки дорожнього руху за допомогою розглянутих показників. Аналіз безпеки дорожнього руху шумом прискорення. Прискорення автомобіля можна вимірювати безпосередньо за допомогою деселерометру, або приблизно оцінювати за графіком залежності швидкості від часу. Розподіл прискорень автомобіля, що зберігає протягом поїздки майже рівномірну швидкість, показано на рис. 1.6.

При більш значних відхиленнях від рівномірної швидкості може бути отриманий розподіл прискорень, зображений на рис. 1.7.

Можна припустити, що якби водій керував автомобілем на ідеальній дорозі, не випробуючи впливу транспортного потоку, то шум прискорення дорівнював би нулю. Однак досліди, проведені на випробувальному полігоні фірми «Дженерал моторс» [45], де чотири автомобілі намагалися зберігати сталу швидкість руху в інтервалі від 32 до 96 км/год, показали, що шум прискорення складає $0,10 \text{ м/с}^2$. Очевидно, що хоча в ідеальних умовах водій і намагається зберігати сталу швидкість, це йому все-таки не вдається.

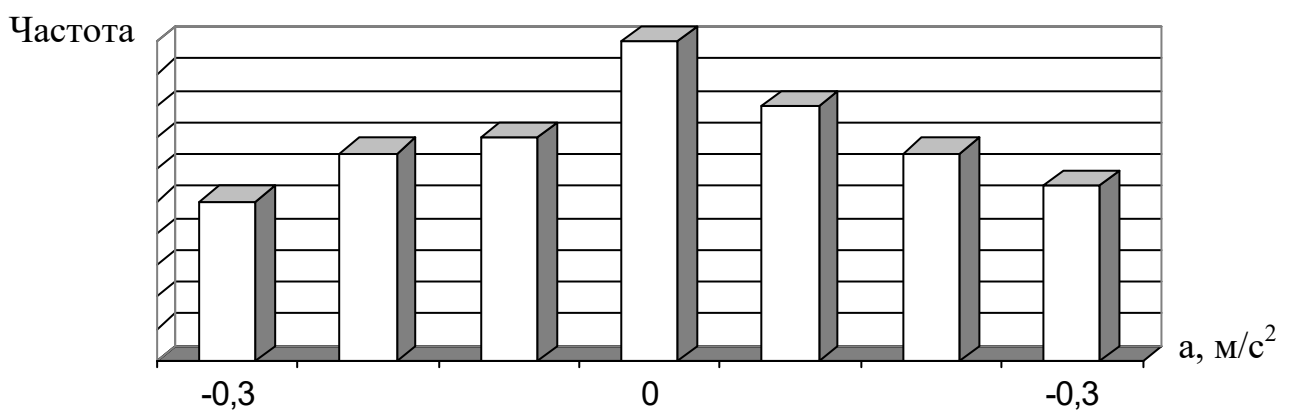


Рис. 1.6. Розподіл прискорень автомобіля при незначних відхиленнях від рівномірного руху

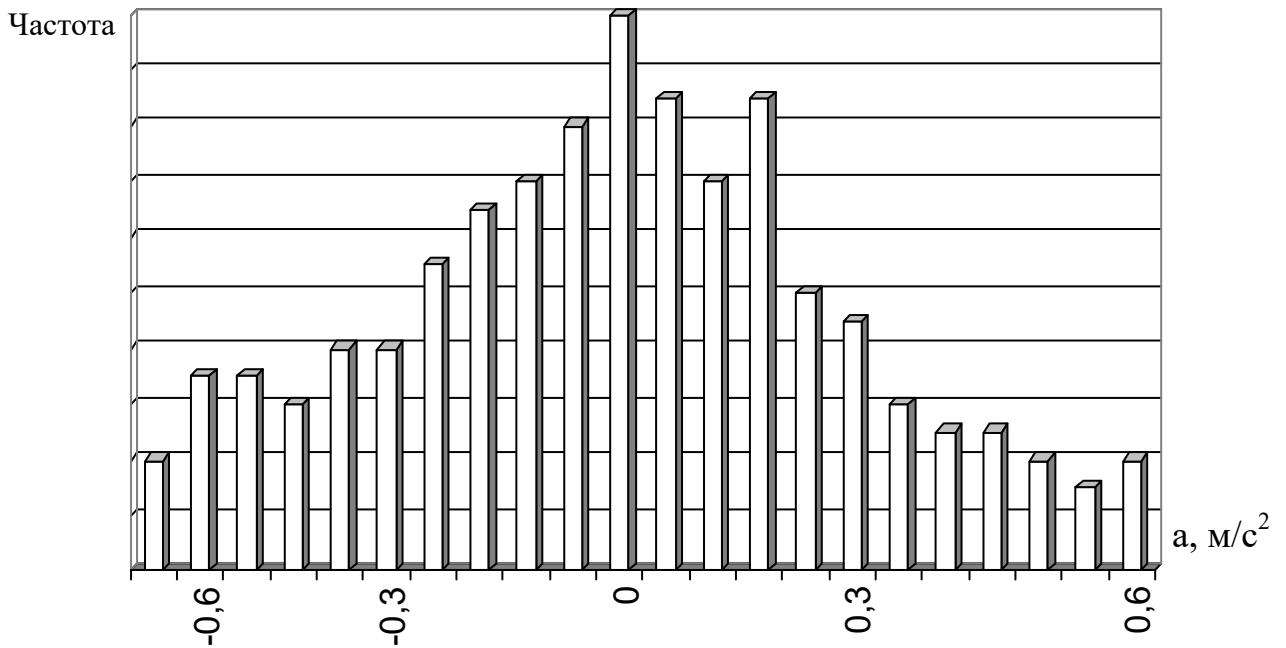


Рис. 1.7. Розподіл прискорень автомобіля при великих відхиленнях від рівномірного руху

В інших експериментах [45] за участю тих же водіїв при відсутності впливу з боку інших автомобілів потоку, але на дорогах зі змінними геометричними характеристиками, був отриманий більш високий шум прискорення.

Порівняння значень шуму прискорення на ідентичних дорогах дозволяє визначити, чи здійснюють конструктивні особливості доріг однаковий вплив на транспортний потік. Іншими словами, порівняння значень шуму прискорення дає можливість визначити, який вплив на рівномірність руху роблять розходження в геометричних характеристиках доріг аналогічного класу. Найбільше імовірно, що дороги з найменшим шумом прискорення характеризуються більш високим рівнем обслуговування та більшою безпекою руху.

Установлено, що унаслідок властивих особливостей, кожна конструкція дороги має природний шум прискорення [45], що перевищує по величині природний шум майже ідеальної дороги. Будь-яке удосконалення конструкції, мабуть, можна оцінити кількісно, визначивши, наскільки шум прискорення

реальної дороги наближається до шуму прискорення ідеальної дороги. Іншими словами, при проектуванні проїзної частини необхідно мінімізувати шум прискорення. Результати досліджень [45] на приміській дорозі, що проходить уздовж торгового центра, що характеризується високим числом дорожньо-транспортних подій, (50 ДТП на 1 млн. км пробігу), показали, що тривалість зупинок складає 7 с на 128 с перебування в дорозі. Однак шум прискорення в період максимумів склав тут $0,44 \text{ м/с}^2$ у порівнянні з $0,23 \text{ м/с}^2$ для періоду менш інтенсивного руху. Таке порівняння, безумовно, дозволяє краще оцінити ступінь перевантаження проїзної частини і як наслідок безпеку руху. Аналіз безпеки дорожнього руху шумом і градієнтом енергії. Шум енергії порівняно рідко використовувався при оцінці умов руху, досвід його застосування ще не накопичений. По наявним даним можна вважати умови руху складними при шумі енергії вище $4\text{-}5 \text{ м}^2/\text{з}^3$ [47]. Дослідження градієнта енергії проведені В.В. Зиряновим у [47], дозволили встановити наступні залежності між градієнтом енергії й основними характеристиками транспортних потоків: з збільшенням інтенсивності руху і як наслідок завантаження градієнт енергії зростає, тобто критерій відбиває зміни стану транспортного потоку, залежність приведена на рис. 1.8 [47]; збільшення швидкості сполучення і зниження затримок приводять до зменшення градієнта енергії - рис. 1.9, [47]; підвищення стабільності швидкісного режиму сприяє зменшенню градієнта енергії.

Дорожньо-транспортні умови руху орієнтовно охарактеризуються відповідно до наступних значень градієнта енергії, м/с^2 [47]:

- 1) сприятливі.....0,3
- 2) задовільні.....0,3-0,55
- 3) складні.....>0,55

При проведенні досліджень з метою оцінки умов руху “енергетичними” критеріями через визначені інтервали часу вимірюються миттєві значення швидкості і прискорення. На основі проведених досліджень градієнта енергії в МАДІ рекомендується реєстрація параметрів через кожні 2 с за допомогою автоматичної апаратури.

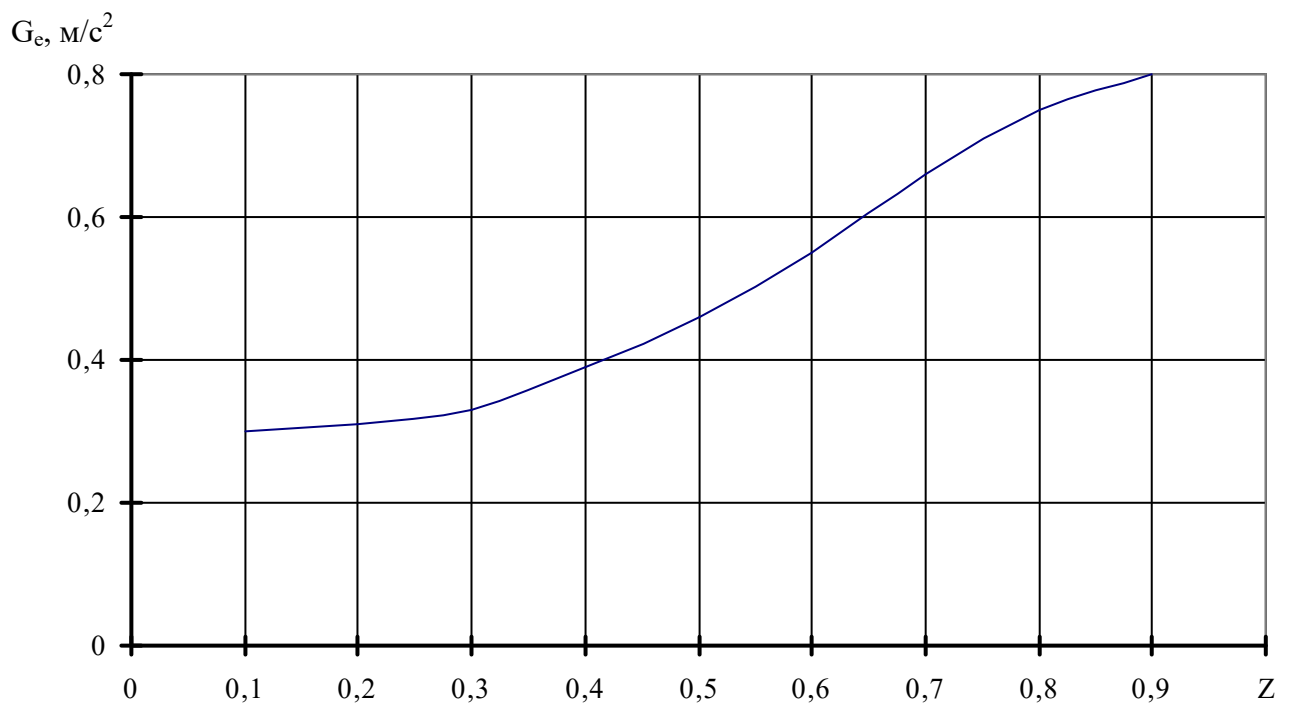


Рис. 1.8. Залежність градієнта “енергії” від рівня завантаження на міській магістралі.

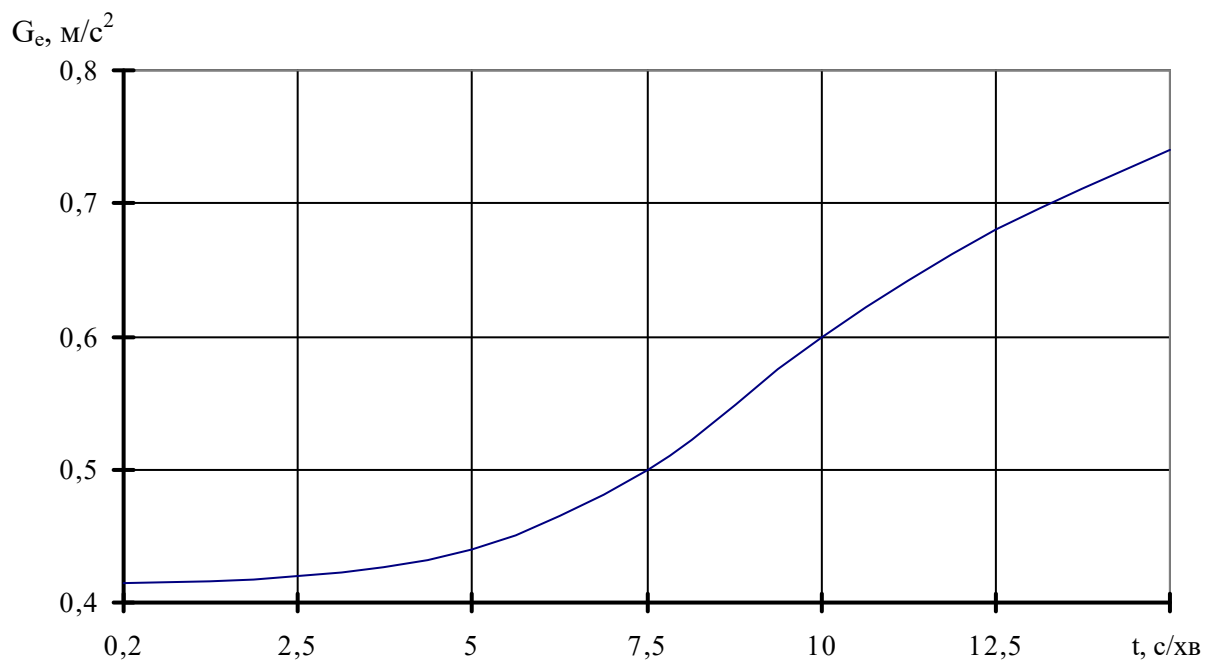


Рис. 1.9. Залежність градієнта “енергії” від середньої тривалості затримок на маршруті.

Таким чином, виконано аналіз методів оцінки безпеки дорожнього руху на базі характеристик рівномірності руху транспортного потоку, який вказав на необхідність проведення подальших досліджень у цьому напрямку.

2. ОБҐРУНТУВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ПІДХОДУ ДО АНАЛІЗУ БЕЗПЕКИ ДОРОЖНЬОГО РУХУ

2.1 Енергетичні характеристики та безпека дорожнього руху

Питаннями підвищення безпеки дорожнього руху в області транспортних систем займалися багато вітчизняних і закордонних учених. Основні напрямки наукових досліджень формувалися в області аналізу статистики ДТП, дорожніх умов, кінематики дорожнього руху і функціонування системи АВД.

Безпека руху (БР) як поняття в більшості робіт ототожнюється з рівнем аварійності на тій або іншій ділянці дороги.

Наукові задачі ставилися і вирішувалися типовим методом, наприклад:

- моделі аналізу БР в області дослідження кінематики дорожнього руху:
 - 1) зв'язок інтенсивності руху і числа ДТП [6, 45, 59-61];
 - 2) зв'язок щільності руху і числа ДТП [6, 45, 62-64];
 - 3) зв'язок швидкості потоку і числа ДТП [6, 45, 63-70] та інше;
- моделі аналізу БР в області дорожніх умов [56-77]:
 - 1) зв'язок величин радіусів кривих у плані з числом ДТП [71-75];
 - 2) зв'язок видимості дорожньої покриття з числом ДТП [50, 71-76];
 - 3) зв'язок ширини розділової смуги з числом ДТП [6] і т.д.;
- моделі аналізу БР в області характеристик конструкції й експлуатації автомобіля: зв'язок конструктивних параметрів з аварійністю [77-85].

До вказаних задач розроблялися різні імовірнісні математичні апарати. Кожен апарат вимагав виконання визначеного планування експерименту. В експерименті збиралися матеріали про предмет і об'єкт дослідження, підбиралася статистика про ДТП, і все це надалі оброблялося по необхідних алгоритмах, з метою одержання в підсумку визначених кореляційних залежностей.

В умовах такої постановки задачі, де відомі зміни вхідних факторів і вихідна характеристика системи, а об'єктивні процеси, що відбуваються тим

часом у системі називаються складними і не розглядаються, необхідно використовувати тільки імовірнісний математичний апарат. Усе це у свою чергу прив'язує отримані результати до конкретних умов експерименту і не дає можливості навіть у межах вирішеної задачі коректно узагальнити результати.

Поширення отриманих залежностей на загальні випадки проводиться шляхом доведення математичної моделі коригувальними коефіцієнтами до потрібного рівня або штучним заниженням її ступеня точності.

Розв'язувана в даній роботі задача по аналізу безпеки руху за допомогою енергетичних характеристик транспортних потоків передбачає детермінований підхід, що використовує об'єктивні закони природи.

У зазначеному ракурсі і розглянемо поняття безпеки руху. Як відзначалося вище, безпеку руху часто ототожнюють з аварійністю, тобто з числом ДТП при цьому розглядаючи її як імовірнісну систему. Аварійність являє собою статистичний показник, що відбиває тільки формальним образом (кількісно) прояву деяких негативних процесів в автотранспортних системах. І саме деяких, тому що не всі негативні явища виражаються в ДТП, але навіть якщо вони і впливають на аварійність, то не кожна дія зможе якісно змінити дорожньо-транспортну ситуацію, тобто привести до ДТП, а збиток при цьому системі обов'язково наноситься. Аварійність, з погляду процесу функціонування транспортної системи, являє собою окремі прояви якісних змін даної системи. При цьому не розкриваються ні кількісні ні якісні зміни, які привели систему в такий стан, і тим більше не розкривається механізм їхнього подальшого розвитку. Безпека руху, як характеристика дорожнього руху, що визначається аварійністю - це, результат насамперед процесу взаємодії у системі "дорожні умови – транспортний потік" у виді кількісної оцінки деяких якісних змін у русі транспортного потоку (ДТП), але певна безпека руху присутня постійно та певним чином змінюється у часі, як й характеристики руху потоку. Серед впливаючих факторів на поточний рівень безпеки руху можна віднести: 1) водія і його характеристики: психофізіологічні, розумові, інтелектуальні і творчі; 2) автомобіль і його конструктивні характеристики:

активної, пасивної, післяаварійної і екологічної безпеки; його технічний стан у цілому й за елементами; 3) дорожні умови і їхні характеристики: поперечний і подовжній профіль, дорожні спорудження; 4) елементи організації руху і їхні характеристики.

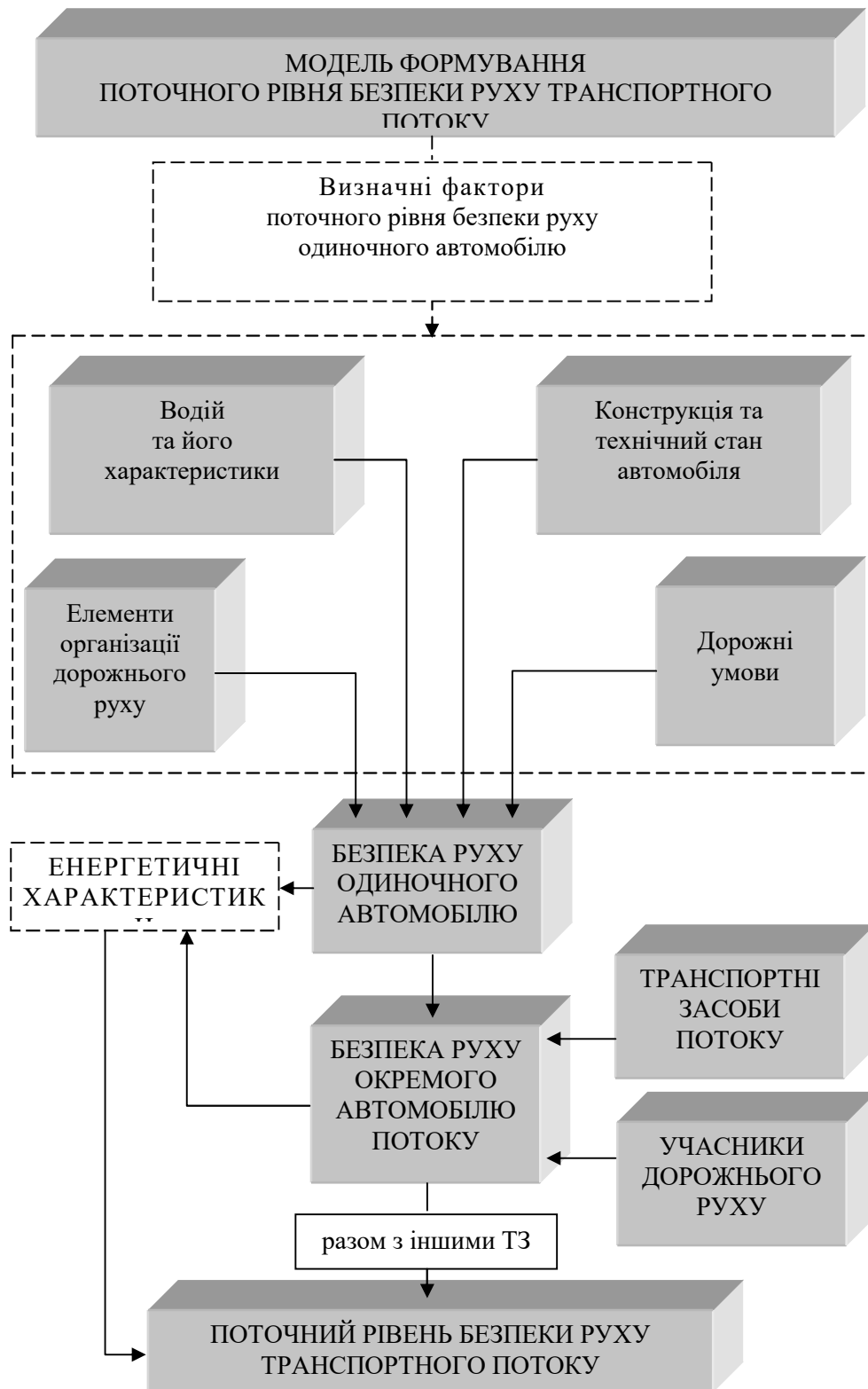


Рис. 2.1. Модель формування поточного рівня безпеки руху транспортного

потоку.

Імовірність виникнення ДТП у даному випадку визначається всіма перерахованими чотирма параметрами, а можливість запобігання - обмежується технічним станом автомобіля і характеристиками водія. Загальна схема структури формування поточної безпеки руху представлена на рис. 2.1. Однією з основних характеристик є безпека, що у розглянутій задачі виступає у виді однієї з якісних характеристик руху транспортних потоків або функціонування транспортної системи в цілому, і яка вимагає подальшої конкретизації. Для визначення необхідних напрямків розробки майбутніх енергетичних характеристик виконаємо системний аналіз безпеки руху в межах розв'язуваної задачі.

2.2 Системний аналіз безпеки руху у термінах енергетичного підходу

У роботі [86] д.т.н. В.Н. Іванова розглядалося питання про управління безпекою дорожнього руху. Автор вказує, що “безпека руху виступає як суспільна потреба в цілості комунікацій і їхніх носіїв, а також за допомогою визначення, що погоджує поняття швидкості і безпеки, раз і назавжди вирішити проблему багатокритеріальності, а заодно й основне питання проблеми структури системи управління безпекою руху не можливо” [86]. Необхідно застосовувати системний підхід, який дозволяє розробити комплекс необхідних цілей.

З погляду зазначеного підходу, у даній роботі безпеку руху можна розглядати у виді багаторівневої системи, що складається з великого числа взаємозалежних елементів. Відзначені зв'язки дозволяють утворювати групи елементів, що у свою чергу формують якісно різні функціональні рівні транспортної системи з погляду безпеки руху.

У межах розв'язуваної задачі необхідно виділити два основних рівня аналізу:

- система АВД;
- система транспортного потоку.

Зазначені рівні мають якісно різні процеси формування безпеки свого функціонування.

Система АВД є елементом і окремим випадком транспортного потоку [87]. Зазначений елемент по своїй структурі є досить складним. Він містить у собі інформаційні, механічні, електричні і біологічні системи [88]. Дані підсистеми нерозривно зв'язані між собою й утворюють єдиний кібернетичний комплекс, що перетворює інформацію, різні види енергії і матерію.

Інформацію, що надходить у різних видах від об'єктів дорожньої обстановки й автомобіля, сприймає і перетворює водій. Далі за допомогою своїх біологічних можливостей він впливає на механічну систему транспортного засобу, визначаючи характер його руху.

Зазначений вплив є ніщо інше, як керування енергетичними потоками. Вони містять у собі:

- теплові і потужнісні потоки в двигуні;
- потужнісні і частково теплові потоки в трансмісії і ходовій частині.

Будь-який процес механічної взаємодії реальних матеріальних тіл (передача основного потоку механічної енергії) супроводжується не тільки виділенням тепла, але деформацією, руйнуванням тіл, тобто перетворюється матерія.

Таким чином, система АВД, перетерплюючи кількісні і якісні зміни по зазначеним окремим напрямкам і в цілому, формує визначений ступінь небезпеки свого функціонування, тобто виділяється окремий якісний рівень безпеки руху.

У свою чергу транспортний потік, як надсистема, утворює додаткові зв'язки, що за допомогою інформаційного каналу, як водія, формують у підсистемі АВД характер зміни процесів перетворення інформації, енергії і матерії. Утворюється конкретна система з окремих “небезпек руху” систем АВД, об'єднаних певними зв'язками, яка має свою безпеку руху. Зазначена

структура має якісно інший рівень, несучи в собі спадковість об'єднаних систем АВД зі змінами, обумовленими їх внутрішньою взаємодією і взаємодією в цілому транспортного потоку у межах автотранспортної системи. З погляду міжелементних зв'язків, особливістю розглянутої структури є те, що якісні зміни одного елемента приводять до якісної зміни всієї системи. Наприклад, раптова зупинка з технічних причин хоча б одного автомобіля приводить до збою руху всього транспортного потоку.

Таким чином, у межах розв'язуваної задачі необхідно розробляти характеристики безпеки руху стосовно до фундаментальної системи АВД і уточнювати їх для над системи - транспортного потоку, причому вони повинні об'єктивно відбивати рівнобіжні процеси перетворення інформації, енергії і матерії.

2.3 Принцип відносності в задачі аналізу безпеки руху

З погляду аналізу безпеки руху як процесу основну роль у ньому грає сам рух, що у свою чергу здається досить очевидним. Однак рідко застосовуються основні закони формування руху для аналізу безпеки цього процесу в транспортних потоках.

З погляду поняття і процесу руху ключовим принципом, що впливає на формування і безпосередню його оцінку, є принцип відносності. Основні аспекти даного принципу сформульовані Ейнштейном у 1905 р., вони виражаються таким чином:

- 1) ніякими вимірами в довільній системі не можна знайти її прямолінійний і рівномірний рух, тобто всі процеси, що відбуваються в системі, не залежать від її прямолінійного і рівномірного руху;
- 2) усі системи, що знаходяться в прямолінійному і рівномірному русі, еквівалентні.

Зазначені постулати теорії відносності в аналізі процесу руху різних систем з погляду безпеки можна трактувати так: ніяким образом у довільній

системі АВД або в якому-небудь транспортному потоці не можна охарактеризувати їхній рух як безпечний, обов'язково необхідний об'єкт порівняння. З метою одержання правильного результату у визначенні рівня безпеки й аналізу характеристик руху, за об'єкт відліку необхідно прийняти дорожнє покриття.

Отримані відображення параметром “безпека руху” якісних змін у системах АВД або транспортного потоку, формують визначену область їхніх станів. Де обов'язково існують дві грані:

- стан абсолютно безпечного руху;
- стан абсолютно небезпечного руху.

У залежності від того, яку грань узяти за основу, можна оперувати двома протилежними відносними поняттями:

- “безпека руху”;
- “небезпека руху”.

Причому, обоє з них не можуть існувати окремо один від одного, тому що відбивають єдиний процес – рух автомобілів в автотранспортній системі, що, отже, може бути небезпечним або безпечним.

Найбільший інтерес з погляду поняття представляє “небезпека руху”, а процесу – “небезпечний рух”, бо головна задача – виключення цих негативних процесів. Яка ж їхня природа?

Як тільки виникає процес руху, автомобіль вже стає джерелом небезпеки. Він несе в собі визначеного характеру і конкретної величини руйнівний потенціал, що може якимсь образом бути реалізований. Даний процес можливий тільки при взаємодії автомобіля з іншим об'єктом дорожньої обстановки, тобто при наявності визначеної “різниці потенціалів”.

Практичний прояв руйнівного потенціалу автомобіля або їхньої визначеної кількості не завжди можливий, іншими словами - не всяка аварійна ситуація може перерости в ДТП. Даний процес визначається конкретною кількістю якісних змін у кібернетичній системі автомобіль-водій і транспортній системі в цілому.

У загальному випадку ДТП виникає по двом принциповим причинам:

- збій у функціонуванні системи водій – автомобіль:
 - порушення в механічній системі автомобіля, що відповідає за безпеку руху (гальмова система, рульове керування, ходова частина);
 - негативні зміни в самопочутті водія;
- збій у функціонуванні транспортної системи:
 - поява різного роду перешкод на дорозі (інші учасники руху, ушкодження дорожнього покриття та інше);
 - вихід з ладу технічних засобів організації руху.

Рух можна визнати небезпечним тільки в порівняльному аналізі. Наприклад. Рух одиночного автомобіля стосовно дорожніх споруджень або до яких-небудь нерухомих об'єктів дорожньої обстановки можна розглядати як несучий в собі конкретну небезпеку, фіксуючи при цьому її максимальне потенційне значення.

Таким чином, “небезпека дорожнього руху” – це комплекс негативних явищ, що виникають у процесі руху транспортного потоку, кількісне накопичення яких, проявляється у якісних змінах стану транспортного потоку, що визначають аварійність.

“Абсолютна небезпека руху” – миттєве значення руйнівного потенціалу, що сконцентрований у окремому транспортному засобі або у їхній групі в транспортному потоці, який при виникненні ДТП визначає загальний збиток від нього.

Додатково в умовах транспортного потоку можна виділити “загальну і місцеву небезпеку” руху.

“Загальна небезпека руху” - виражається в невідповідній, щодо інших учасників руху, кінематиці переміщення визначеного транспортного засобу або їхній групи, тобто це розгорнута в просторі зміна абсолютної небезпеки руху.

“Місцева небезпека руху” - виражається в невідповідній кінематиці переміщення визначеного транспортного засобу або їхній групи тій, яка

закладені в існуючій схемі організації дорожнього руху, тобто це розгорнута в часі зміна абсолютної небезпеки руху в конкретному місці дороги.

У загальному випадку абсолютна небезпека безпосередньо визначає тяжкість ДТП і побічно вказує на імовірність або характер формування аварійності. Серед існуючих характеристик руху транспортного потоку з визначеною часткою наближення до аналізу абсолютної небезпеки можна віднести: швидкість транспортного потоку, інтенсивність руху і щільність руху.

Однак ці показники тільки з кількісної точки зору, причому однобічним образом розкривають абсолютну небезпеку руху і як об'єктивні характеристики в умовах розглянутої задачі бути прийнятими не можуть.

Загальна небезпека визначає місця концентрації ДТП, їхні топографічні характеристики і властивий їм рівень аварійності. У цій області сконцентровані всі дослідження в напрямку аналізу рівномірності руху автомобіля або їхньої групи в потоці й існуючої при цьому аварійності.

При цьому, вся оперативна організація дорожнього руху спрямована на ліквідацію, насамперед, місцевої небезпеки руху.

Виключення загальної небезпеки руху дозволяє зменшувати число ДТП на визначеній ділянці, при цьому керувати темпами зміни аварійності можливо тільки за допомогою зміни величини місцевої небезпеки руху на конкретних ділянках транспортної системи. Реально це дозволяють виконати проектні рішення інженерного й управлінського типу.

У напрямках аналізу абсолютної, місцевої і загальної небезпек руху необхідно розробляти визначені характеристики, що відбивають їх якісні і кількісні зміни, оптимізація яких надалі дозволить підвищити загальну безпеку дорожнього руху.

Таким чином, визначені поняття небезпеки руху і процес формування небезпечного руху конкретного автомобіля або їхнього кінцевого числа.

Отже, для того щоб у підсумку правильно оцінити безпеку дорожнього руху, необхідний об'єктивний оцінний комплекс характеристик, що відбиває процес формування абсолютної, місцевої і загальної небезпек руху.

2.4 Необхідний підхід до вирішення задачі по оцінці рівня безпеки руху

На підставі результатів виконаного аналізу поняття безпеки дорожнього руху, потрібно розробити об'єктивний критерій, що міг би одночасно відбивати процеси в системі АВД (абсолютна небезпека) і враховувати зв'язки, що накладаються транспортною системою (загальна й місцева небезпека).

Система АВД є перетворювачем інформації, механічної енергії, матерії. У свою чергу транспортний потік за допомогою інформаційного каналу (водія) формує в підсистемі АВД характер зміни процесів перетворення інформації, механічній енергії і матерії.

Об'єктивно відбити механічні процеси може тільки один закон – “закон збереження і перетворення механічної енергії”. Отже, для рішення поставленої задачі буде використаний енергетичний підхід, на базі якого необхідно сформулювати відповідні енергетичні характеристики.

З урахуванням розробок попереднього підрозділу в області формування процесу безпеки руху в рамках розв'язуваної задачі необхідно в трьох напрямках виконати енергетичний аналіз. Дані напрямки зв'язані з енергетичною абсолютною, загальною і конкретною небезпеками руху.

Розглянемо перший напрямок.

Як відзначалося раніше, абсолютна небезпека руху характеризується визначеним руйнівним потенціалом. У межах розглянутого підходу цей потенціал дорівнює кінетичній енергії автомобіля або їхньої групи. Саме кінетична енергія визначає в підсумку: гальмовий шлях автомобіля, якщо він є, характер і ступінь руйнувань. У даному випадку енергія витрачається на нагрівання і деформацію гальмових механізмів, шин, дорожнього покриття і, при безпосередньому контакті, додатково на нагрівання і деформацію інших деталей автомобіля й інших елементів дорожньої обстановки. Усе це відбувається до повної зупинки автомобіля, їхньої групи або транспортного потоку в цілому, отже, кінетична енергія витрачається цілком. Однак ступінь руйнувань і частина енергії затрачуваної на них визначається безпосередньо

діями водія.

Таким чином, кінетична енергія конкретного автомобіля або автомобілів потоку з кількісної (амплітудне значення) і якісної (застосовне в якісно різних системах АВД) точки зору визначає абсолютну небезпеку руху і формує тяжкість ДТП. Вона приймається як перша характеристика безпеки руху. Аналітично запис вираження буде мати типовий для механіки вид:

$$K_1 = \frac{mV^2}{2}, \quad (2.1)$$

де K_1 - миттєва енергетична характеристика безпеки руху автомобілів, Дж; m - маса автомобіля або їхньої групи на досліджуваній ділянці транспортного потоку, кг; V - швидкість автомобіля або їхньої групи на досліджуваній ділянці транспортного потоку, м/с.

Розглянутий аналіз абсолютної небезпеки руху виконаний в умовах представлення автомобіля матеріальним тілом, однак, він, насамперед, складна механічна система [89], що складається з 10-18 підсистем-агрегатів і механізмів, елементами яких є 15...20 тис. деталей і має джерело механічної енергії. З усіх деталей близько 7...9 тис. змінюють показники якості системи, тобто автомобіля при роботі, причому 3...4 тис. деталей мають термін служби менше терміну служби автомобіля, 80...100 деталей впливають на безпеку руху, а 150...300 деталей автомобіля лімітують його надійність [89-91]. У процесі експлуатації, зазначені елементи в тім або іншому ступені випробують утомне, корозійне або абразивне зношування, у результаті яких, може наступити повне або часткове механічне руйнування деталі. Подібні явища у вузлах і системах, що відповідають за безпеку руху, можуть привести до ДТП, тобто є одним з декількох певного роду ключів до практичної реалізації потенційної небезпеки автомобіля. Усе це вимагає детального фізико-математичного аналізу, що буде виконаний у наступному розділі.

Другий напрямок – загальна небезпека руху. Вона формується як

відносна нерівномірність переміщення автомобілів в області визначених дорожніх умов. При цьому, повна кінетична енергія, застосовувана для аналізу абсолютної небезпеки, об'єктивно відбиває кінематику руху автомобіля або їхньої групи. У даному випадку буде досить проаналізувати її зміну на визначеній ділянці шляху. Отже, для об'єктивного аналізу загальної небезпеки руху транспортного потоку необхідно застосувати градієнт кінетичної енергії:

$$K_2 = \frac{dK_1}{dS} = \frac{d(mV^2)}{2dS}, \quad (2.2)$$

де K_2 - просторова енергетична характеристика безпеки руху автомобілів, Дж/м; S - переміщення автомобіля або їхньої групи на досліджуваній ділянці транспортного потоку, м.

Третій напрямок – місцева небезпека руху. Даний вид небезпеки визначається шляхом порівняння кінематики руху транспортного потоку з тією, котра передбачається в існуючій схемі організації дорожнього руху. У розроблювальному проекті по удосконалюванню руху принциповим моментом є забезпечення мінімальних затримок транспорту і максимально можливих швидкостей руху, що у свою чергу має на увазі мінімальну нерівномірність кінематичних параметрів транспортного потоку. Таким чином, для оцінки місцевої небезпеки необхідно застосувати характеристику зміни кінетичної енергії в часі:

$$K_3 = \frac{dK_1}{dt} = \frac{d(mV^2)}{2dt}, \quad (2.3)$$

де K_3 - часова енергетична характеристика безпеки руху автомобілів, Дж/с;

t - час переміщення автомобіля або їхньої групи на досліджуваній ділянці транспортного потоку, с.

Детальна розробка даної характеристики, як і всіх інших, буде виконана в наступному розділі. Загальна структура аналізу безпеки руху з застосуванням енергетичного підходу представлена на рис. 2.2 [92].

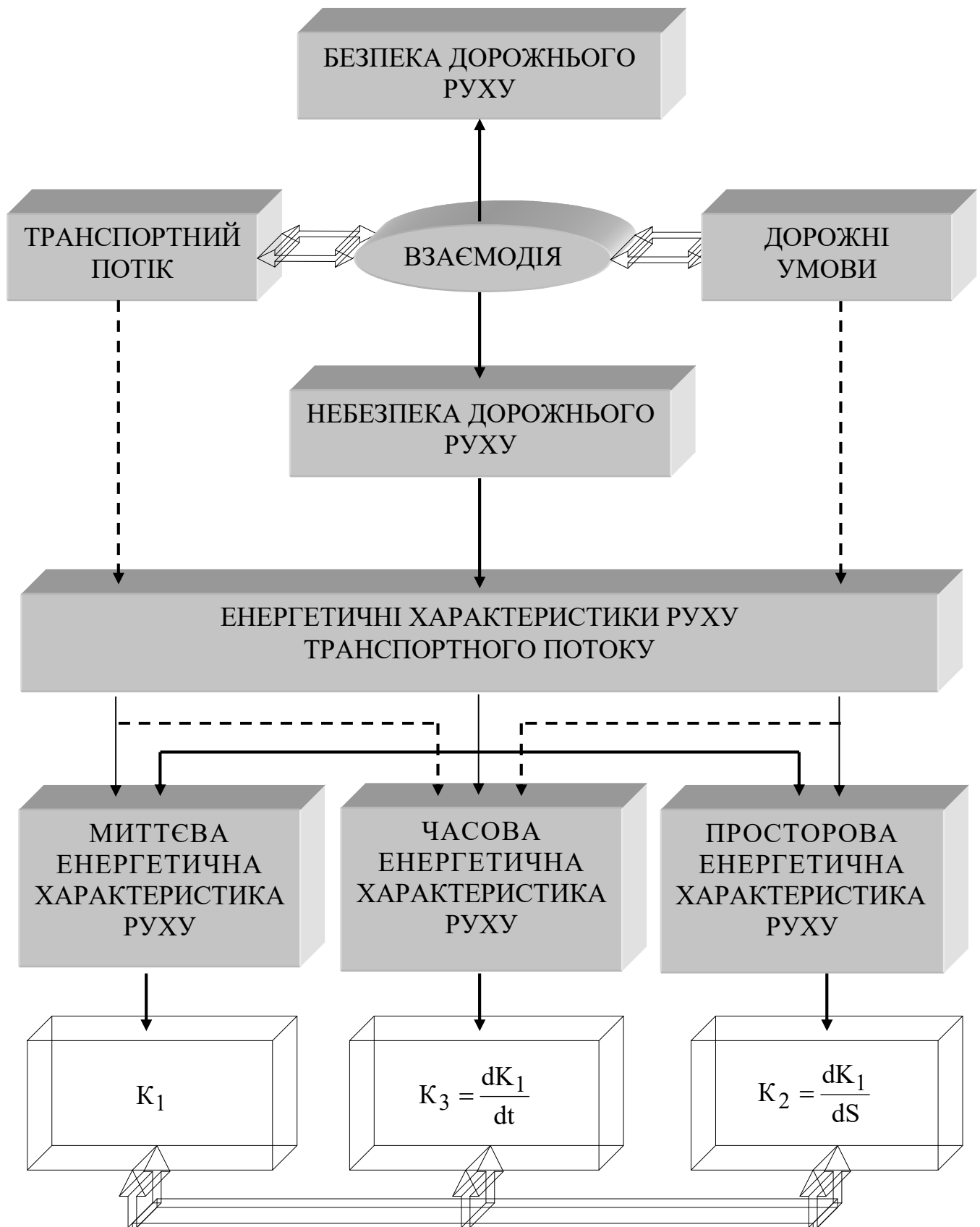


Рис. 2.2. Структура аналізу безпеки руху з застосуванням енергетичного підходу.

3. РОЗРОБКА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСПОРТНОГО ПОТОКУ

3.1 Енергетичні характеристики безпеки руху одиночного автомобіля

У даному розділі буде виконаний детальний фізико-математичний аналіз запропонованих енергетичних характеристик безпеки руху. Розкрито їхню природу з кінематичної та динамічної точки зору. Виявлено зв'язки з існуючими показниками в області аналізу рівномірності руху.

З урахуванням розробок попереднього розділу, спочатку, як елемент системи транспортного потоку, необхідно розглянути одиночний автомобіль (систему АВД) з погляду процесу формування безпеки його руху. Як характеристики безпеки будемо використовувати три раніше запропоновані енергетичні залежності (2.1) - (2.3) записані в наступному виді [92]:

$$\begin{cases} K_1 = \frac{mV^2}{2}, \\ K_2 = \frac{d(mV^2)}{2dS}, \\ K_3 = \frac{d(mV^2)}{2dt}. \end{cases} \quad (3.1)$$

Основне спрощення, що буде використано в даному аналізі, це маса транспортного засобу вважається постійною протягом усього часу дослідження. Спочатку виконаємо детальну фізико-математичну оцінку абсолютної небезпеки руху одиночного автомобіля.

3.1.1 Миттєва енергетична характеристика

Аналітична форма запису миттєвої характеристики безпеки руху

одиначного автомобіля K_1 наведена у системі (3.1). Для того, щоб розкрити сутність запропонованої характеристики, її можливості по аналізу об'єктивних процесів формування безпеки руху, створимо енергетичну модель системи АВД. Спочатку виконаємо структурну схему пропонуємої моделі.

Енергетично система АВД містить у собі наступні елементи:

- джерело механічної енергії, у нашому випадку це двигун внутрішнього згоряння;
- споживачі енергії, які нагріваються та деформуються: деталі автомобіля, дорожнє покриття навколишнє повітря;
- акумулятор кінетичної і потенційної енергії – маса автомобіля.

Схема моделі з функціональними енергетичними зв'язками представлена на рис. 3.1. Основний енергетичний потік від двигуна спрямовано на подолання різного роду опорів, при цьому його зайва частина забезпечує поповнення акумульованої в масі автомобіля кінетичної енергії й у визначених випадках - потенційної. Якщо виникає перевищення витрати енергії на опори над інтенсивністю її надходження від двигуна, маса автомобіля віддає визначену частину кінетичної енергії аж до повної зупинки транспортного засобу, що описується роботою сили інерції.

Усі можливі випадки енергетичних потоків у розглянутій системі представлені на рис. 3.1.

Зазначена модель може бути записана у виді математичних виражень, що розкривають процес кількісного формування поточного значення кінетичної енергії визначеного автомобіля. Рівняння енергетичного балансу має вигляд:

$$\frac{mV^2}{2} = \frac{mV_0^2}{2} + (N_T - N_C)t, \quad (3.2)$$

де m - маса автомобіля, кг; V - поточне значення швидкості автомобіля, м/с; V_0 - початкове значення швидкості автомобіля, м/с; N_T - тяговий потужнісний потік на ведучих колесах автомобіля, Дж/с; є функцією від часу; потужність N_C - потужнісний потік різного роду опорів, крім інерційних, Дж/с; є функцією від часу; t - поточне значення часу з моменту фіксування V_0 , с.

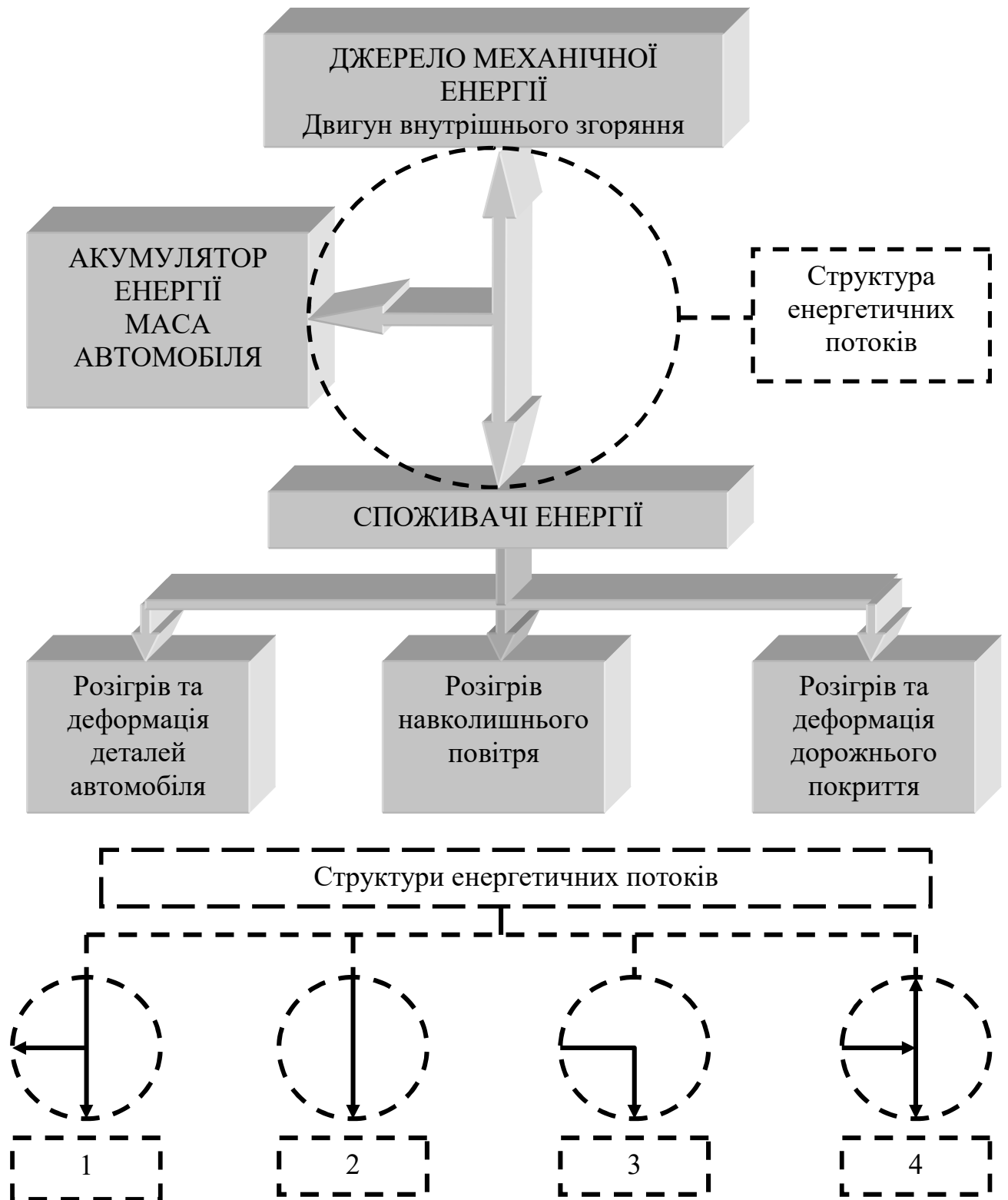


Рис. 3.1. Енергетична модель системи АД:

- 1 – розгін автомобіля;
- 2 – рівномірний рух автомобіля з включеним двигуном;
- 3 – накат або гальмування автомобіля;
- 4 – гальмування двигуном або подолання перешкод з розгону.

Тяговий потужнісний потік на ведучих колесах автомобіля N_T визначаємо в наступним чином:

$$N_T = N_{дв} \cdot \eta_{тр} = G \cdot \rho \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{дв}, \quad (3.3)$$

де $N_{дв}$ - потужність двигуна, Дж/с; є функцією від часу;

$\eta_{тр}$ - ККД трансмісії;

G - годинна витрата палива, кг/с; є функцією від часу;

ρ - теплотворна здатність палива, Дж/кг;

$\eta_{дв}$ - повний енергетичний ККД двигуна.

Потужнісний потік N_C різного роду опорів визначимо наступним чином [93]:

$$N_C = N_B + N_K + N_{\Pi} = W_B \cdot V^3 + m \cdot g \cdot f \cdot V + m \cdot g \cdot i \cdot V, \quad (3.4)$$

де N_B - потужність повітряного опору або інтенсивність нагрівання навколишнього повітря, Дж/с;

N_K - потужність опору кочення або інтенсивність деформації і нагрівання дорожнього покриття, а також інтенсивність нагрівання покришок коліс автомобіля, Дж/с;

N_{Π} - потужність, яка затрачується на подолання спусків і підйомів або інтенсивність енергетичного обміну між кінетичною і потенційною формою енергії накопиченою масою автомобіля;

W_B - сумарний коефіцієнт повітряного опору [93], $Вт \cdot м^3/с^3$;

f - коефіцієнт опору кочення [93-95];

i - подовжній уклон дорожнього покриття [93-95].

З урахуванням рівнянь потужнісних потоків (3.3), (3.4) і енергетичної моделі системи АВД (3.2) миттєва енергетична характеристика K_1 прийме вид:

$$K_1 = \frac{mV_0^2}{2} \mp N_{\Pi} \cdot t + [N_T - (N_K + N_B)]t, \quad (3.5)$$

$$K_1 = K_1^0 \mp \Delta H + \Delta Q, \quad (3.6)$$

де K_1^0 - початкове значення безпеки руху автомобіля, Дж;

$\mp \Delta H$ - зміна безпеки руху автомобіля за рахунок зміни потенційної енергії автомобіля, Дж;

ΔQ - зміна безпеки руху автомобіля за рахунок різниці кількості тепла, що виділилося при згорянні палива в циліндрах двигуна і кількості тепла витраченого на нагрівання і деформацію матеріальних об'єктів системи АВД, Дж.

Запропонована миттєва характеристика безпеки руху в системі АВД відбиває:

- рівень безпеки руху з початку закладений в автомобілі, що починає рух по досліджуваній ділянці дороги з визначеною швидкістю V_0 ;
- зміну рівня безпеки закладену в подовжньому профілі дорожнього покриття при будівництві дороги $\Delta H = f(t)$;
- зміну рівня безпеки зв'язану з визначеними діями водія $\Delta Q = f(t)$.

Перші дві складові практично однозначно розраховуються для конкретної марки автомобіля, прийнявши певне значення початкової швидкості V_0 (наприклад, рівне середній швидкості потоку і т.д.). Складова ΔQ може бути оцінена тільки за допомогою натурних досліджень.

Параметри ΔH й ΔQ у реальних умовах необхідно знижувати до нуля, використовуючи різного роду проектні і технологічні заходи. Докладно практичне застосування миттєвої характеристики безпеки руху системи АВД – K_1 буде розглянуто далі.

3.1.2 Просторова енергетична характеристика

Аналітична форма запису просторової енергетичної характеристики безпеки руху одиночного автомобіля K_2 приведена в системі (3.1). З урахуванням рівнянь (3.2) - (3.4) зазначена характеристика може бути виражена наступним чином:

$$\begin{cases} K_2 = \frac{d(mV^2)}{2ds} = \frac{d}{ds} \left[\frac{mV_0^2}{2} + (N_T - N_C)t \right], \\ ds = V \cdot dt. \end{cases} \quad (3.7)$$

де s – переміщення автомобіля.

З кінематичної точки зору розглянутий параметр можна перетворити в наступний вид

$$K_2 = \frac{d(mV^2)}{2Vds} = m \cdot a, \quad (3.8)$$

де a – поточне значення прискорення автомобіля.

Добуток маси на прискорення автомобіля дає діючу силу інерції. Отже, характеристика K_2 розкриває зміну загальної сили інерції автомобіля, тобто зміну навантаження в трансмісії й у поверхневих шарах дорожнього покриття.

З погляду безпеки руху просторова характеристика K_2 , у кінематичному плані, відбиває процес зміни абсолютної небезпеки руху одиночного автомобіля стосовно пройденого шляху. Там де спостерігаються сплески значення K_2 – це ділянки дороги, що є місцями підвищеної небезпеки руху (місця концентрації ДТП) і тут, як правило, фіксується підвищена аварійність.

З енергетичної точки зору, з урахуванням (3.8) розглянута характеристика може бути записана так:

$$K_2 = \frac{d}{ds} \left[\frac{mV_0^2}{2} + (N_T - N_C)t \right] = \frac{N_T - N_C}{V} + t \frac{d(N_T - N_C)}{ds}, \quad (3.9)$$

$$K_2 = \frac{N_{ин0}}{V_0} + t \frac{dN_{ин}}{ds} = m \cdot a + \frac{t}{V} m \cdot a^2 + t \cdot m \cdot p = F_{ин0} + F_{ин}^D + F_{ин}^И, \quad (3.10)$$

де $N_{ин0}$ - початковий потік інерційної потужності, Дж/с;

$N_{ин}$ - потік інерційної потужності, Дж/с;

p - пульс, м/с³; третя похідна від переміщення за часом [96];

$F_{ин0}$ - початкове значення сили інерції, Н;

$F_{ин}^D$ - збільшення сили інерції за час t , Н;

$F_{ин}^И$ - динамічна складової сили інерції за час t , Н.

З погляду безпеки руху просторова енергетична характеристика загальної небезпеки K_2 однозначно характеризує наступні процеси в системі АВД:

$F_{ин0} = K_{20}$ - якщо показник відмінний від нуля, і має постійне значення, то присутні ділянки дороги, де здійснюється розгін або гальмування автомобіля (затяжні спуски і підйоми);

$F_{ин}^D = K_2^D$ - якщо дана складова відмінна від нуля, то присутні ділянки інтенсивного маневрування автомобіля (ділянки на яких виконуються обгони, різні маневри, також це області перехресть);

$F_{ин}^И = K_2^И$ - якщо дана складова відмінна від нуля, то присутні ділянки дороги зі складними умовами орієнтування водія внаслідок надмірних прискорень, спостерігаються ударні навантаження на автомобіль, людину і дорожнє покриття (аварійні, небезпечні ділянки, на яких домінують ДТП із технічних причин).

Докладно практичне застосування просторової енергетичної

характеристики безпеки руху системи АВД – K_2 буде розглянуто далі.

3.1.3 Часова енергетична характеристика

Аналітична форма запису часової енергетичної характеристики безпеки руху одиночного автомобіля K_3 вказана у системі (3.1). Безпосереднє формулювання характеристики K_3 було розглянуто в розділі 2. З урахуванням (3.1) та рівняння (3.5) одержимо:

$$K_3 = \frac{d}{dt} \left[\frac{mV_0^2}{2} \mp N_{\Pi} \cdot t + [N_T - (N_K + N_B)]t \right],$$

$$K_3 = N_T \mp N_{\Pi} - N_K - N_B + t \left[\frac{dN_T}{dt} \mp \frac{dN_{\Pi}}{dt} - \frac{dN_K}{dt} - \frac{dN_B}{dt} \right], \quad (3.11)$$

де K_3 - часова енергетична характеристика безпеки руху, Дж;

$\frac{dN_i}{dt}$ - прискорення відповідного енергетичного потоку або швидкість

зміни потужнісного потоку, Дж/с²;

Дане рівняння можна переписати в наступному виді:

$$K_3 = N_{ин0} + t \frac{dN_{ин}}{dt}, \quad (3.12)$$

де $\frac{dN_{ин}}{dt}$ - інтенсивність циркуляції інерційної потужності, Дж/с².

Відзначені раніше форми енергетичних потоків у створеній моделі на рис. 3.1, розглянуті в часі, це не що інше, як форми інерційної потужності, яка характеризує швидкість даних потоків.

Таким чином, рівняння (3.11) являє собою детерміновану модель формування енергетичних потоків у механічній частині рухаючого

транспортного засобу.

З погляду безпеки руху присутність потоку інерційної потужності у вузлах автомобіля виявляється у виді зміни його швидкості:

$$K_3 = \frac{d(mV^2)}{2dt} = mVa = N_{\text{ин}}. \quad (3.13)$$

Однак кінематика руху це усього лише наслідок наявності інерційних потужнісних потоків у механічній системі автомобіля. Не володіючи розробленою в даному розділі моделлю, кінематичні параметри необхідно аналізувати тільки імовірнісним методом, що крім випадкових значень V і a нічого не дасть. У нашому випадку на даному етапі вже можна вести детермінований розрахунок кінематики руху одиночного автомобілю практично в будь-яких умовах експерименту.

Рівняння (3.13) з урахуванням енергетичних аспектів, дозволяє об'єднати цілий ряд теорій в аналізі кінематики руху одиночного автомобіля як часного випадку транспортного потоку.

Основні теоретичні розробки в області аналізу кінематики руху були проаналізовані в розділі 1. До головних кінематичних характеристик руху транспортного потоку можна віднести: шум прискорення, шум швидкості і шум "зміни кінетичної енергії". Ці показники можна записати в наступному виді:

$$\sigma_a = \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (a_i - a_{\text{cp}})^2 \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (3.14)$$

$$\sigma_V = \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (V_i - V_{\text{cp}})^2 \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (3.15)$$

$$\sigma_k = \left[\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (a_i V_i - (aV)_{\text{cp}})^2 \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (3.16)$$

де n - число значень параметра, який аналізується;

a_i , V_i , $a_i V_i$ - відповідно значення: прискорення, швидкості і “зміни кінетичної енергії”;

a_{cp} , V_{cp} , $(aV)_{cp}$ – середні арифметичні значення відповідно: прискорення, швидкості і “зміни кінетичної енергії”.

Для визначення математичного зв'язку між трьома параметрами, вказаними вище, перетворимо рівняння (3.14) - (3.16) у більш зручну аналітичну форму. Для чого статистичні вираження, представлені в дискретному виді, перепишемо в інтегральну безперервну форму:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_a^2 = \frac{1}{T} \int_0^T [a(t) - a_{cp}]^2 dt, \\ \sigma_V^2 = \frac{1}{T} \int_0^T [V(t) - V_{cp}]^2 dt, \\ \sigma_k^2 = \frac{1}{T} \int_0^T [a(t) \cdot V(t) - (aV)_{cp}]^2 dt. \end{array} \right. \quad (3.17)$$

де a_{cp} , V_{cp} , $(aV)_{cp}$ – середні арифметичні значення.

Середні арифметичні значення визначаємо теж через інтегральну форму запису і зведемо них у систему рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} a_{cp} = \frac{1}{T} \int_0^T a(t) dt = \frac{1}{T} V \Big|_0^T, \\ V_{cp} = \frac{1}{T} \int_0^T V(t) dt = \frac{1}{T} X \Big|_0^T, \\ (a \cdot V)_{cp} = \frac{1}{T} \int_0^T a(t) \cdot V(t) dt = \frac{1}{T} \int_0^T V dV = \frac{1}{T} \cdot \frac{V^2}{2} \Big|_0^T. \end{array} \right. \quad (3.18)$$

де T – час, за який аналізується транспортний потік;

t – поточне значення часу;

V, X – функції швидкості та шляху в залежності від часу руху.

Далі виконаємо деякі перетворення в підінтегральних вираженнях системи (3.18), наприклад, для шуму прискорення вони будуть виглядати наступним чином:

$$\begin{aligned}\sigma_a^2 &= \frac{1}{T} \int_0^T [a(t)]^2 dt - \frac{1}{T} \int_0^T 2a(t)a_{cp} dt + \frac{1}{T} \int_0^T a_{cp}^2 dt, \\ \sigma_a^2 &= \frac{1}{T} \int_0^T [a(t)]^2 dt - a_{cp}^2.\end{aligned}\tag{3.19}$$

Виконавши аналогічні дії для інших рівнянь системи (3.19), одержимо загальну систему рівнянь:

$$\begin{cases} \sigma_a^2 = \frac{1}{T} \int_0^T [a(t)]^2 dt - a_{cp}^2, \\ \sigma_V^2 = \frac{1}{T} \int_0^T [V(t)]^2 dt - V_{cp}^2, \\ \sigma_k^2 = \frac{1}{T} \int_0^T [a(t)]^2 \cdot [V(t)]^2 dt - (aV)_{cp}^2.\end{cases}\tag{3.20}$$

Прямим інтегруванням рівняння (3.20) вирішити не можливо, тому що в кожному конкретному випадку руху транспортного засобу присутні визначені залежності шляху, швидкості, і прискорення від часу. Приймаючи, що похідна від прискорення за часом - пульс p , буде дорівнює константі з урахуванням рівнянь (3.18) і (3.20) одержимо:

$$\begin{cases} \sigma_a^2 = \frac{7}{12} T^2 p^2, \\ \sigma_V^2 = \frac{7}{90} T^4 p^2, \\ \sigma_k^2 = \frac{23}{448} T^6 p^4. \end{cases} \quad (3.21)$$

Зв'язок між показниками рівномірності руху транспортного потоку, згідно системи (3.21), очевидно є присутнім та виглядає наступним чином:

$$\sigma_a^2 = \frac{15}{2T^2} \sigma_V^2, \quad \sigma_k^2 = \frac{3105}{2744} \sigma_a^2 \cdot \sigma_V^2. \quad (3.22)$$

Якщо залежність пульсу від поточного значення часу розглянути як статеchnу $p = k \cdot t^n$, то співвідношення між шумом кінетичної енергії та шумами швидкості й прискорення буде мати теж лінійний характер:

$$\begin{cases} \frac{\sigma_k^2}{\sigma_a^2 \cdot \sigma_V^2} = Y, \\ p = k \cdot t^n. \end{cases} \quad (3.23)$$

де Y - коефіцієнт пропорційності.

Проведення теоретичних досліджень показало, що між коефіцієнтом пропорційності і показником ступеня є конкретний зв'язок, вони практично рівні один одному. Залежність між зазначеними величинами в порівнянні з прямою лінією L приведена на рис. 3.2.

Зазначену на рис. 3.2 залежність можливо з визначеною мірою точності описати поліномом третього ступеня, що буде мати такий вигляд:

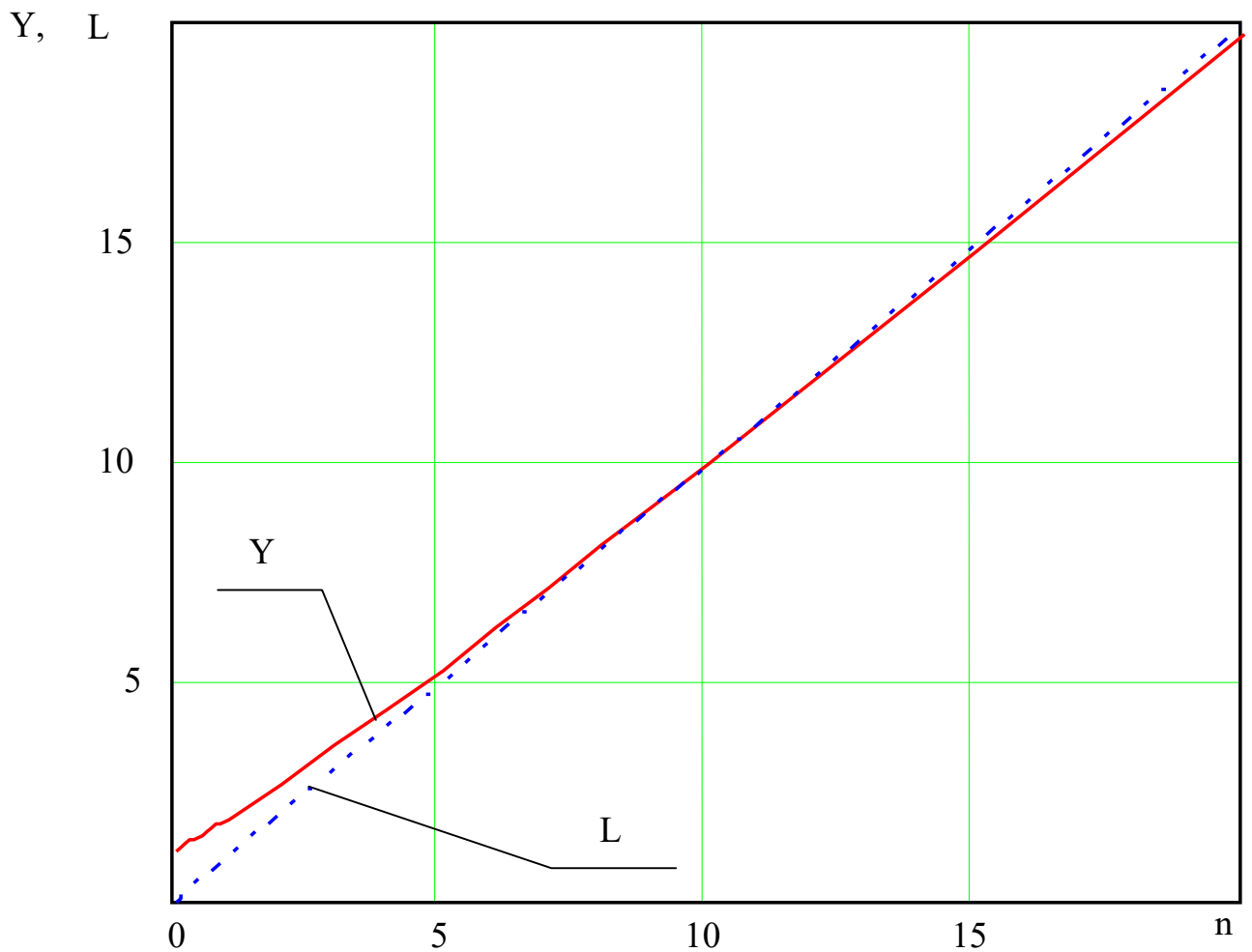


Рис. 3.2. Зв'язок відношення квадрата шуму кінетичної енергії добутокві квадратів шумів швидкості та прискорення з показником ступеня функції пульсу від часу.

$$n = -1.417 + 1.325Y - 0.023Y^2. \quad (3.24)$$

З врахуванням (3.23) і (3.24) одержимо кінцеву залежність у наступному виді:

$$\log_t \left(\frac{p}{k} \right) = -1.417 + 1.325 \left(\frac{\sigma_k}{\sigma_a \cdot \sigma_V} \right)^2 - 0.023 \left(\frac{\sigma_k}{\sigma_a \cdot \sigma_V} \right)^4. \quad (3.25)$$

Погрішність розрахунків за допомогою рівняння (3.25) складає п'ять відсотків, що забезпечує можливість виконання інженерних розрахунків.

Отримані залежності вже дозволяють на формальному рівні об'єднати

існуючі наукові розробки [45, 48, 49] по усім трьом параметрам. З фізичної точки зору і з погляду безпеки руху аналіз пульсу має виняткове значення. Він розкриває імпульсні, ударні навантаження деталей трансмісії автомобіля, що будуть характеризувати аварійність через вихід з ладу автомобіля [97]. Ударні навантаження на дорожнє покриття будуть зазначеним навантаженням протилежні за знаком, але практично рівні по модулю, що дозволить аналізувати додаткові зміни стану дорожнього покриття.

Зазначені вище показники можуть бути отримані тільки на підставі експериментальних статистичних даних результатів якого-небудь процесу руху, що уже відбувся і тому, ці дані не є перемінними. У такій формі запису вони не дозволяють знайти зміст об'єктивних процесів зміни безпеки руху в системі АВД за часом.

Подібна проблема обумовлюється відсутністю реального відображення в показниках силової і тим більше енергетичної взаємодії, що дійсно існує в зазначеній системі і визначає її характеристики, унаслідок чого і з'являються a_i , V_i і їхні середні a_{cp} , V_{cp} .

Розглянувши дані показники на базі отриманих вище енергетичних характеристик, стане можливим наповнення їх об'єктивним детермінованим змістом, тобто вони розкриють інформацію про об'єктивні, але вже минулі, процеси кількісних і якісних змін у системі АВД.

Шум швидкості найбільше якісно характеризує безпеку руху. Існуюча методика розрахунку коефіцієнта безпеки [6] і показник, що зараз розглядається, характеризують, кожний своїм способом, ступінь зміни абсолютного значення швидкості автомобіля при його русі по досліджуваній ділянці проїзної частини дороги.

Усе що відбувається з прискоренням, характеризує відповідно другий показник – шум прискорення. Зрозуміло, що кожен водій узагалі не має наміру навмисно розганяти і гальмувати транспортний засіб. Подібні його дії обумовлені в більшості випадків організацією дорожнього руху і дорожніми умовами. При цьому параметр шум прискорення, крім рівномірності руху, що

важливо для аналізу процесу руху з кінематичної точки зору, характеризує разом з тим, з фізичної точки зору, ще й витрати палива двигуном транспортного засобу, які зв'язані також ще з процесом розгону та гальмування.

“Шум зміни кінетичної енергії” – відображає в реальності шум потужності сил інерції автомобіля. У цілому застосування формули (3.12), у приведеному виді, не має практичного змісту, тому що, з кінематичної точки зору, вона дублює шум швидкості і прискорення, а з фізичної точки зору, без маси автомобіля, – додатково нічого не розкриває. У такому випадку шум потужності сил інерції (“шум зміни кінетичної енергії”) буде характеризувати, у визначеній мірі, циркулюючу інерційну потужність, яка додатково навантажує деталі трансмісії й визначає довговічність її агрегатів та деталей.

Далі всі вище зазначені показники приведемо до аналітичного виду в рамках енергетичної постановки задачі.

З огляду на рівняння (3.2), (3.3) і (3.4), можна записати таку залежність:

$$V \cdot a = \frac{1}{m} \cdot \frac{dK}{dt} = \frac{N_T - N_D - N_B}{m}, \quad (3.26)$$

де N_D - сума потужності опору коченню N_K й потужності N_{Π} , затрачуваної на подолання спусків та підйомів або потужність опору дороги.

На підставі (3.26), залежності (3.14) - (3.16) можна записати в такий спосіб:

$$\left\{ \begin{aligned} \sigma_V^2 &= \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (V_i - V_{cp})^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{N_i}{F_i} - \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{N_i}{F_i} \right) \right)^2 = \frac{1}{m^2} \sigma_{H_i}^2, \\ \sigma_a^2 &= \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (a_i - a_{cp})^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{F_i}{m} - \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{F_i}{m} \right) \right)^2 = \frac{1}{m^2} \sigma_{F_i}^2 = \frac{1}{m^2} \sigma_{K_2}^2, \\ \sigma_k^2 &= \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (a_i V_i - (a_i V_i)_{cp})^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{N_i}{m} - \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{N_i}{m} \right) \right)^2 = \frac{1}{m^2} \sigma_{N_i}^2 = \frac{1}{m^2} \sigma_{K_3}^2, \end{aligned} \right. \quad (3.27)$$

де N_i - визначене значення інерційної потужності, Дж/с;

F_i - визначене значення сили інерції, Н;

σ_{H_i} – шум кількості руху, кг·м/с;

σ_{F_i} – шум сил інерції, Н;

σ_{N_i} – шум потужності сил інерції, Дж/с.

$\sigma_{K_2}^2$ - середнє квадратичне відхилення просторової енергетичної

характеристики безпеки руху, Дж/м;

$\sigma_{K_3}^2$ - середнє квадратичне відхилення часової енергетичної

характеристики безпеки руху, Дж/с.

Перетворення незалежних рівнянь (3.14) - (3.16), виконані шляхом введення в них об'єктивних понять сили й потужності, привели до появи нових й тепер вже зв'язаних між собою залежностей у виді системи рівнянь (3.27), тому що тепер кожне з них, зі своєї сторони, відображає, по суті, єдиний процес взаємодії в системі АВД. При чому, це відображення відбувається тепер не через обробку статистичних даних процесу, який відбувся, а в аналітичній формі процесу, який відбувається зараз, безумовно, при введенні понять сил і потужності у виді аналітичних рівнянь. Це у свою чергу дозволить застосувати надалі не просте підсумовування, яке присутнє у незалежних рівняннях (3.14) - (3.16), а процес інтегрування.

Таким чином, отримані залежності об'єднали в собі математичні та механічні поняття, конструкції й детерміновані характеристики функціонування реальної системи АВД, тобто придбали нову якість – якість законів.

Зазначені три тепер уже закони зміни рівномірності руху автомобіля дозволяють виконувати дослідження безпосередньо на системі, що функціонує. Аналітичні вираження F_i , N_i , на відміну від дискретних значень a_i , V_i в існуючих показниках, є безперервними перемінними, що вже забезпечує можливість використання диференціального й інтегрального обчислення. Додатково в показниках (3.14) - (3.16) створена деяка дворівнева формалізація

результатів: перший рівень - значення швидкості і прискорення є наслідком уже минулого процесу у визначених крапках, тобто це тільки набір цифр; другий рівень - ці цифри певним чином усереднюються.

Аналітичні вираження F_i , N_i , використані в рівняннях (3.27), надалі забезпечують можливість розкриття структурних зв'язків у системі автомобіль – дорога, що дозволить досліджувати неї в цілому, поелементно, у часі й у залежності від різних характеристик, як автомобіля, так і дороги.

Аналіз отриманої системи рівнянь (3.27) показав, що відбулося повне якісне перетворення старих показників, фактично виникли три нових показника, за якими закріплена стара символіка, та з'явилися зовсім нові три детерміновані характеристики: шум кількості руху, інерційний силовий шум і шум інерційної потужності.

На відміну від попередніх показників, нові показники мають більш широке і якісно інше коло аналізу, що дозволить враховувати разом з тим кількісні і якісні зміни параметрів автомобіля і дороги.

Тільки внаслідок обліку маси автомобіля і його енергетичного балансу, ці параметри вже додатково охоплюють: загальні витрати палива на опір дороги, повітря, охоплюють паливну економічність самого автомобіля в цілому, екологічність, тобто дозволяють досліджувати автомобіль більш об'єктивно, як визначену частину матеріального світу.

Нові показники відразу розкрили формальність і недостатній рівень розвитку існуючих оціночних показників рівномірності руху і не тільки них. Вони тепер дозволяють безпосередньо використовувати диференціальне й інтегральне вираження та проводити подальший свій розвиток.

Усе вище зазначене стало очевидним тільки тоді, коли з'явилася можливість піднятися на якісно новий рівень аналізу руху автомобіля.

Залежності (3.27) не є кінцевим результатом розвитку з енергетичної точки зору аналізу руху автомобіля. Виражені через потужнісні й силові параметри, вони дозволяють здійснити подальше розкриття власної природи виникнення та зміни.

Для визначення сили інерції й інерційної потужності з обліком (3.3) і (3.4) будемо використовувати рівняння силового й потужнісного балансу автомобіля:

$$\begin{cases} F_i \cdot \delta = F_T - F_D - F_B, \\ N_i \cdot \delta = N_T - N_D - N_B, \end{cases} \quad (3.28)$$

де δ - коефіцієнт врахування обертових мас автомобіля [93];

F_T , - сила на ведучих колесах;

F_D , - сила опору дороги (опір коченню і підйомові);

F_B , - сила опору повітря.

Система рівнянь (3.28) вводить певні спрощення в дослідження:

- не враховується додатковий опір руху автомобіля на кривих у плані;
- не враховується навантаження в причіпному пристрої від сумарного опору руху причепів;
- сталість коефіцієнта врахування обертових мас автомобіля.

Підставимо силове рівняння (3.28) у формулу шуму сили інерції:

$$\sigma_{F_i}^2 \cdot \delta^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(F_{T_i} - F_{D_i} - F_{B_i} - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (F_{T_i} - F_{D_i} - F_{B_i}) \right)^2, \quad (3.29)$$

$$\sigma_{F_i}^2 \cdot \delta^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\left(F_{T_i} - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n F_{T_i} \right) - \left(F_{D_i} - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n F_{D_i} \right) - \left(F_{B_i} - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n F_{B_i} \right) \right)^2. \quad (3.30)$$

Виконавши деякі перетворення рівняння (3.30) одержимо:

$$\begin{aligned} \sigma_{F_i}^2 \cdot \delta^2 = & \sigma_{F_T}^2 + \sigma_{F_D}^2 + \sigma_{F_B}^2 + 2 \left[\left(F_{D_i} \cdot F_{B_i} \right)_{\text{ср}} - \left(F_{D_i} \cdot F_{T_i} \right)_{\text{ср}} - \left(F_{B_i} \cdot F_{T_i} \right)_{\text{ср}} \right] + \\ & + \left[F_{T_{\text{ср}}} \cdot F_{B_{\text{ср}}} + F_{T_{\text{ср}}} \cdot F_{D_{\text{ср}}} + F_{D_{\text{ср}}} \cdot F_{B_{\text{ср}}} \right] \end{aligned} \quad (3.31)$$

де σ_{F_T} , σ_{F_D} , σ_{F_B} - відповідно: шум тягового зусилля на ведучих колесах автомобіля, шум дорожнього опору та шум опору повітряного середовища; $\left(F_{D_i} \cdot F_{T_i} \right)_{\text{ср}}$, $\left(F_{B_i} \cdot F_{T_i} \right)_{\text{ср}}$, $\left(F_{D_i} \cdot F_{B_i} \right)_{\text{ср}}$ - середні арифметичні значення добутку відповідних сил;

$F_{T_{cp}}$, $F_{D_{cp}}$, $F_{B_{cp}}$ - середні арифметичні значення відповідних сил.

Аналогічні рівнянню (3.29) перетворення виконаємо і для шуму інерційної потужності σ_{N_i} , при цьому одержимо наступне рівняння:

$$\sigma_{N_i}^2 \cdot \delta^2 = \sigma_{N_T}^2 + \sigma_{N_D}^2 + \sigma_{N_B}^2 + 2 \left[(N_{D_i} \cdot N_{B_i})_{cp} - (N_{D_i} \cdot N_{T_i})_{cp} - (N_{B_i} \cdot N_{T_i})_{cp} \right] + \\ + [N_{T_{cp}} \cdot N_{B_{cp}} + N_{T_{cp}} \cdot N_{D_{cp}} + N_{D_{cp}} \cdot N_{B_{cp}}] \quad (3.32)$$

де σ_{N_T} , σ_{N_D} , σ_{N_B} - відповідно: шум потужності на ведучих колесах автомобіля, шум потужності дорожнього опору і шум потужності опору повітряного середовища;

$(N_{D_i} \cdot N_{T_i})_{cp}$, $(N_{B_i} \cdot N_{T_i})_{cp}$, $(N_{D_i} \cdot N_{B_i})_{cp}$ - середні арифметичні значення добуток відповідних потужностей;

$N_{T_{cp}}$, $N_{D_{cp}}$, $N_{B_{cp}}$ - середні арифметичні значення відповідних потужностей.

Рівняння (3.31) і (3.32) на об'єктивному детермінованому рівні розкривають функціонування системи водій - автомобіль - дорога - середовище. За допомогою силових та потужнісних співвідношень визначаються конкретні складові даної системи, характер їхньої зміни і їхній вплив один на одного і на систему в цілому. Водій і автомобіль об'єктивно описуються шумом сили або потужності на ведучих колесах (σ_{F_T} або σ_{N_T}). Профіль дороги описується шумом сили або потужності дорожнього опору (σ_{F_D} або σ_{N_D}), а середовище, у підсумку, характеризується шумом сили або потужності повітряного опору (σ_{F_B} або σ_{N_B}). Суми добуток середніх арифметичних і середніх арифметичних добуток потужностей і сил відбивають додатковий шум у системі, обумовлений реальною взаємодією її елементів.

Таким чином, рівняння (3.31) і (3.32) уособлюють визначену "шумову детерміновану модель" системи АД, що об'єктивно описує її структуру і відбиває закони її функціонування.

Виконаємо подальшу розробку шумової моделі, забезпечивши при цьому вихід на існуючі загальноприйняті параметри елементів системи АВД [98-99]. Для чого, будемо використовувати вираження (3.3) і (3.4) у виді:

$$\begin{cases} F_{\text{д}} = m \cdot g \cdot \psi, \\ N_{\text{д}} = V \cdot m \cdot g \cdot \psi, \end{cases} \quad (3.33)$$

$$\begin{cases} F_{\text{в}} = W_{\text{в}} \cdot V^2, \\ N_{\text{в}} = W_{\text{в}} \cdot V^3, \end{cases} \quad (3.34)$$

$$\begin{cases} F_{\text{т}} = M_{\text{е}} \cdot U_{\text{тр}} \cdot \frac{\eta_{\text{тр}}}{r_{\text{д}}}, \\ N_{\text{в}} = N_{\text{е}} \cdot \eta_{\text{тр}}, \end{cases} \quad (3.35)$$

де ψ - коефіцієнт сумарного дорожнього опору: $\psi=f+i$ [98];

$M_{\text{е}}$ - крутячий момент на колінчатому валові двигуна, Н м;

$U_{\text{тр}}$ - передаточне число трансмісії [93];

$r_{\text{д}}$ - динамічний радіус колеса, м [93];

$N_{\text{дв}}$ - потужність на колінчатому валі двигуна, Дж/с.

Використовуючи закон збереження енергії, а також з урахуванням (3.3) можливо рівняння (3.35) переписати в більш прийнятну форму:

$$\begin{cases} F_{\text{т}} = (\eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{дв}} \cdot \rho) \cdot Q, \\ N_{\text{т}} = (\eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{дв}} \cdot \rho) \cdot G, \end{cases} \quad (3.36)$$

$$\begin{cases} \dim(F_{\text{т}}) = M \cdot L \cdot T^{-2}, \\ \dim(N_{\text{т}}) = M \cdot L^2 \cdot T^{-3}, \end{cases} \quad (3.37)$$

де ρ - теплотворна здатність палива, Дж/кг;

Q – шляхова витрата палива, кг/м;

G – годинна витрата палива, кг/с.

Таким чином, для шумів сил і потужностей одержимо наступні залежності:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{F_T}^2 = (\eta_T \cdot \eta_d \cdot \rho)^2 \cdot \sigma_Q^2 = k_1^2 \cdot \sigma_Q^2, \\ \sigma_{F_d}^2 = (m \cdot g)^2 \cdot \sigma_\psi^2 = k_2^2 \cdot \sigma_\psi^2, \\ \sigma_{F_B}^2 = (k_B \cdot F)^2 \cdot \sigma_{(V^2)}^2 = k_3^2 \cdot \sigma_{(V^2)}^2, \\ \sigma_{F_1}^2 = 2 \left[k_2 \cdot k_3 (\psi \cdot V^2)_{cp} - k_1 \cdot k_2 (\psi \cdot Q)_{cp} - k_1 \cdot k_3 (Q \cdot V^2)_{cp} \right] \\ \sigma_{F_2}^2 = 2 \left[k_1 \cdot k_3 \cdot Q_{cp} \cdot V_{cp}^2 + k_1 \cdot k_2 \cdot Q_{cp} \cdot \psi_{cp} + k_2 \cdot k_3 \cdot \psi_{cp} \cdot V_{cp}^2 \right] \end{array} \right. \quad (3.38)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{N_T}^2 = (\eta_T \cdot \eta_d \cdot \rho)^2 \cdot \sigma_G^2 = k_1^2 \cdot \sigma_G^2, \\ \sigma_{N_d}^2 = (m \cdot g)^2 \cdot \sigma_{(\psi \cdot V)}^2 = k_2^2 \cdot \sigma_{(\psi \cdot V)}^2, \\ \sigma_{N_B}^2 = (k_B \cdot F)^2 \cdot \sigma_{(V^3)}^2 = k_3^2 \cdot \sigma_{(V^3)}^2, \\ \sigma_{N_1}^2 = 2 \left[k_2 \cdot k_3 (\psi \cdot V^4)_{cp} - k_1 \cdot k_2 (\psi \cdot G \cdot V)_{cp} - k_1 \cdot k_3 (G \cdot V^3)_{cp} \right] \\ \sigma_{N_2}^2 = 2 \left[k_1 \cdot k_3 \cdot G_{cp} \cdot V_{cp}^3 + k_1 \cdot k_2 \cdot G_{cp} \cdot (\psi \cdot V)_{cp} + k_2 \cdot k_3 \cdot (\psi \cdot V)_{cp} \cdot V_{cp}^3 \right] \end{array} \right. \quad (3.39)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta^2 \cdot \sigma_{F_1}^2 = k_1^2 \cdot \sigma_Q^2 + k_2^2 \cdot \sigma_\psi^2 + k_3^2 \cdot \sigma_{(V^2)}^2 + \sigma_{F_1}^2 + \sigma_{F_2}^2, \\ \delta^2 \cdot \sigma_{N_1}^2 = k_1^2 \cdot \sigma_G^2 + k_2^2 \cdot \sigma_{(\psi \cdot V)}^2 + k_3^2 \cdot \sigma_{(V^3)}^2 + \sigma_{N_1}^2 + \sigma_{N_2}^2, \end{array} \right. \quad (3.40)$$

де k_i - амплітудні шумові коефіцієнти; індивідуальні для кожного автомобіля, у межах системи АВД змінами коефіцієнтів зневажаємо;

σ_Q - шум шляхової витрати палива, кг/м;

σ_G - шум годинної витрати палива, кг/с;

σ_{ψ} - шум дорожнього опору;

$\sigma_{(\psi \cdot V)}$ - шум швидкості вертикального переміщення автомобіля, м/с;

$\sigma_{(V^2)}$, $\sigma_{(V^3)}$ - шум швидкості другого і третього ступеня;

σ_{F_1} , σ_{F_2} - додаткові силові шуми першого і другого роду, Н;

σ_{N_1} , σ_{N_2} - додаткові потужнісні шуми першого і другого роду, Дж/с.

Рівняння (3.40) є результируючими в шумовій моделі системи АВД. Вони всебічним образом описують структуру системи і її функціонування, поєднуючи в собі інерційні шуми, шуми витрат палива, шуми геометричних параметрів дороги, шуми швидкостей й додаткові внутрішні шуми.

З погляду безпеки руху система (3.40) описує функціональні зв'язки запропонованих часової та просторової енергетичних характеристик безпеки руху K_3 і K_2 у системі АВД:

$$\begin{cases} \sigma_{K_2}^2 = k_1^2 \cdot \sigma_Q^2 + k_2^2 \cdot \sigma_{\psi}^2 + k_3^2 \cdot \sigma_{(V^2)}^2 + \sigma_{F_1}^2 + \sigma_{F_2}^2, \\ \sigma_{K_3}^2 = k_1^2 \cdot \sigma_G^2 + k_2^2 \cdot \sigma_{(\psi \cdot V)}^2 + k_3^2 \cdot \sigma_{(V^3)}^2 + \sigma_{N_1}^2 + \sigma_{N_2}^2. \end{cases} \quad (3.41)$$

З використанням рівнянь системи (3.41) можливо виконувати детермінований розрахунок зміни загальної безпеки руху на підставі: геометричних характеристик дорожнього покриття, паливно-економічних характеристик автомобіля та його швидкості.

Базові рівняння (3.13) і (3.41) розкривають тільки одну, найбільш просту, сторону досліджень загальної безпеки руху одиночного автомобіля.

Формула (3.12) з фізичної точки зору і з погляду безпеки руху відбиває надлишкові динамічні навантаження на більшість деталей автомобіля. Саме надлишкові навантаження, які накладаються на існуючі, однозначно розраховані, зв'язані з опорами руху, з силою ваги та конструктивними

статичними навантаженнями.

Вказані, однозначно обумовлені розрахункові навантаження, забезпечують підбір конкретного профілю і матеріалу необхідної деталі. Динамічне навантаження деталей автомобіля силами інерції враховується в більшості випадків спеціальним поправочним коефіцієнтом, що штучно завищує отримані розрахункові навантаження [100-101]. У підсумку металоємність проектованого виробу трохи збільшується. Отже, створюється якийсь проміжок запасу міцності, у межі якого повинні “укладатися” додаткові динамічні навантаження (задача динамічного навантаження вирішується з позиції статичності).

Динамічні інерційні навантаження в деталях автомобіля, згідно уже виконаного аналізу, мають першорядне значення і можуть змінюватися в широких межах, а виходить, можуть й перевершувати у визначених випадках закладені конструктивні обмеження.

Кожна частка матеріалу деталі також як і сама деталь має конкретну інерційність (тому що має визначену масу), що за певних умов приводить до її деформації і нагрівання. Деформація з енергетичної точки зору це процес безповоротного поглинання механічної енергії і часткового перетворення її в тепло. У цьому випадку, передана частинці енергія у виді пружної взаємодії не передається далі іншій частці деталі. Такий процес може спостерігатися тільки при високих значеннях потужнісних навантажень (теорія пластичної деформації і теорія удару). Отже, швидкість зміни потужності, переданої через деталь прямо пропорційна числу внутрішніх деформацій, які накопичуються, тобто однозначно описує процес їхнього втомного руйнування. Зазначені навантаження - першоджерело проблем зв'язаних з “випадковими” відмовленнями [100-101].

З іншого боку, на скільки швидко процеси втомного руйнування будуть протікати в деталях, визначається характеристикою конструкційних матеріалів. Зазначені матеріали без стороннього впливу свої основні властивості не змінюють. Питома теплоємність різних марок стали однакова, отже, з

урахуванням закону збереження механічної енергії швидкість процесу втомного руйнування металевих деталей автомобіля, що передають енергетичні потоки, буде пропорційна відношенню швидкості потужнісного потоку до передаючої цей потік маси.

Таким чином, швидкість зміни інерційної потужності прямо пропорційна числу відмов зв'язаних з втомним руйнуванням деталей. З погляду безпеки руху одиночного автомобіля часова енергетична характеристика K_3 однозначно відбиває рівень небезпеки виникнення ДТП у системі АВД, зв'язаних з технічним станом транспортного засобу.

Вираження (3.12) можна записати у виді:

$$K_3 = \frac{d(mV^2)}{2dt} = n_0 + t \frac{dn}{dt}, \quad (3.42)$$

де n_0 – технічний стан автомобіля до початку процесу дослідження, накопичене число втомних деформацій деталей, Дж;

$\frac{dn}{dt}$ - темп погіршення технічного стану автомобіля, ріст числа втомних деформацій, Дж/с; зазначений темп дорівнює швидкості інерційних потужнісних потоків $\frac{dN_{ин}}{dt}$.

У підсумку необхідно зробити наступний висновок, що запропонована часова енергетична характеристика безпеки руху системи АВД - K_3 :

- дозволяє вести детермінований аналіз кінематики руху автомобіля практично в будь-яких умовах експерименту, (3.13);

- дозволяє на підставі свого середнього квадратичного значення виконувати аналіз: паливно-економічної характеристики автомобіля, геометричних параметрів дорожнього покриття, (3.37);

- поєднує у своєму значенні існуючі дослідження шуму прискорення і “шуму енергії”, (3.27);

-прямо пропорційна зміні технічного стану автомобіля в часі та пропорційна числу ДТП із технічних причин, (3.42).

У даному підрозділі були детально проаналізовані запропоновані раніше три характеристики безпеки руху в межах системи АВД. Як виявилось, вони не тільки об'єктивно оцінюють рух, але і несуть у собі інформацію про реальні процеси перетворення матерії в системі АВД, тобто відбивають її в цілому як систему. Усе це дає можливість уточнити їх для потоку. Основні результати досліджень підрозділу 3.1 опубліковані у [1-2], [102].

3.2 Енергетичні характеристики безпеки руху транспортного потоку

Транспортний потік як система, що складається з підсистем АВД, несе в собі практично всю інформацію про свої структурні елементи і додатково інформацію про їхню взаємодію, тобто виявляється збереження характеристик елементів та їхня мінливість, обумовлена взаємодією в системі.

Вказані властивості дозволяють частково оцінювати транспортний потік характеристиками підсистеми АВД. Для того щоб зазначені характеристики могли відбивати якісно більш розвинуту систему, вони повинні додатково цілком охоплювати мінливість характеристик підсистем АВД в рамках системи транспортного потоку. Таким чином, розроблені об'єктивні характеристики системи АВД, повинні також об'єктивно відбивати й взаємодію цих систем для транспортного потоку, тоді зазначені показники отримають нову якість та зможуть однозначно описувати більш складну систему.

Спочатку необхідно створити енергетичну модель транспортного потоку в межах розв'язуваної задачі. Кожна підсистема АВД характеризується поточним значенням кінетичної енергії. Для створення моделі потоку з погляду безпеки руху і з урахуванням закону збереження енергії, вказані значення кінетичної енергії необхідно підсумувати.

Сумарна кінетична енергія транспортного потоку дорівнює:

$$K_{\text{пот}} = \frac{m_1 V_1^2}{2} + \frac{m_2 V_2^2}{2} + \dots + \frac{m_i V_i^2}{2} = \frac{m V_{\Pi}^2}{2}, \quad (3.43)$$

де $K_{\text{пот}}$ - кінетична енергія потоку автомобілів i -го числа, одного напрямку, Дж;

$m_1, m_2 \dots m_i$ - маси автомобілів, кг; з часом є постійними;

$V_1, V_2 \dots V_i$ - швидкості автомобілів, м/с;

m - маса ділянки транспортного потоку, кг; визначається по формулі:

$$m = m_1 + m_2 + \dots + m_i; \quad (3.44)$$

V_{Π} - швидкість енергетичного потоку, м/с.

Швидкість енергетичного потоку відбиває швидкість переміщення сумарної маси автомобілів з тією же кінетичною енергією, що і досліджувана частина потоку. Це передбачає рівномірний розподіл маси по довжині аналізованої ділянки дороги з однаковою швидкістю V_{Π} . Подібне спрощення в межах розв'язуваної задачі якісно не змінює умови, транспортний потік усього лише аналізується на предмет загальної кінетичної енергії і швидкості її переміщення, стосовно до визначеної ділянки. У цьому випадку можливо також уведення понять інтенсивності і щільності потоку, який моделюється. В основу аналітичних залежностей необхідно закласти відомий з багатьох областей науки зв'язок інтенсивності з щільністю і швидкістю:

$$N_{\Pi} = q_{\Pi} V_{\Pi}, \quad g_{\Pi} = \frac{K_{\text{пот}}}{L} = \frac{m V_{\Pi}^2}{2L},$$

$$\begin{cases} N_{\Pi} = \frac{m}{2L} V_{\Pi}^3 = q_m V_{\Pi}^3, \\ K_{\text{пот}} = \frac{N_{\Pi} L}{V_{\Pi}}, \end{cases} \quad (3.45)$$

де N_{Π} - інтенсивність енергетичного потоку, Дж/с;

q_{Π} - щільність енергетичного потоку, Дж/м;

q_m - “масова щільність транспортного потоку”, кг/м;

L - довжина ділянки аналізу потоку, де сконцентровані автомобілі сумарною масою m , м.

“Масова щільність транспортного потоку” – величина, яка дорівнює половині відношення сумарної маси транспортних засобів потоку до довжини ділянки дороги де вони розташовані.

$$q_m = \frac{m}{2L}.$$

Масова щільність транспортного потоку враховує склад потоку та ступінь скрутності руху, це питома міра інертності транспортного потоку. З точки зору безпеки руху вказує рівень безпеки при одиничній швидкості ($V=1$ м/с).

Система рівнянь (3.45) є енергетичною моделлю транспортного потоку. Відношення $\frac{m}{2L}$ вказує на те, що рівняння (3.45) справедливі для потоку будь-якої щільності на будь-якій ділянці аналізу, крім руху одиночного автомобіля.

Зазначені співвідношення безпосередньо зв'язані з поняттям абсолютної небезпеки руху та миттєвою енергетичною характеристикою.

3.2.1 Миттєва енергетична характеристика

Для системи АД абсолютна небезпека руху дорівнювала кінетичної енергії, тобто була прямо пропорційна масі й квадратична зв'язана зі швидкістю. У зв'язку з тим, що аналіз безпеки руху ведеться щодо дорожнього покриття (нерухомий спостерігач [45-46]) потік буде оцінюватися тільки питомими величинами, тоді миттєва енергетична характеристика безпеки руху потоку буде дорівнює його енергетичній інтенсивності у визначеному перетині:

$$K_1^{\Pi} = N_{\Pi} = \frac{m}{2L} V_{\Pi}^3 = q_m V_{\Pi}^3, \quad (3.46)$$

$$\left[K_1^{\Pi} \right] = \frac{Дж}{с},$$

З урахуванням залежностей (3.43), (3.46) і (3.1) виділимо зв'язок миттєвої енергетичної характеристики безпеки руху транспортного потоку з миттєвими характеристиками небезпек руху систем АВД $K_{1,1}, K_{1,2} \dots K_{1,i}$:

$$K_{\text{пот}} = K_{1,1} + K_{1,2} + \dots + K_{1,i}, \quad (3.47)$$

$$K_1^{\Pi} = \frac{1}{L} \sqrt{\frac{2}{m}} (K_{1,1} + K_{1,2} + \dots + K_{1,i})^{\frac{3}{2}}. \quad (3.48)$$

$$K_1^{\Pi} = q_m \sqrt{\left(\frac{2}{m} \sum_i K_{1,i} \right)^3}. \quad (3.49)$$

Рівняння (3.49) розкриває структуру формування абсолютної небезпеки транспортного потоку. Зміна характеристики K_1^{Π} , насамперед, зв'язана зі зміною кінетичної енергії систем АВД, причому з їхніми швидкостями, однак ступінь вказаної зміни визначається масою конкретного автомобіля. З погляду класичного аналізу транспортного потоку величина абсолютної небезпеки руху одночасно враховує:

- швидкість транспортних засобів;
- типи транспортних засобів;
- масу транспортних засобів;
- щільність транспортного потоку;

- число смуг руху (підсумовування кінетичних енергій систем АВД, в одному напрямку, можна здійснювати й окремо по смугах).

Крім усього, що було розкрито для системи АВД, у транспортному потоці

K_1^{Π} визначає загальні витрати від ДТП (враховується кількість та ступінь тяжкості). Це твердження можна проілюструвати експериментальними даними по [6, С. 252] представленими на рис. 3.3 - 3.6, збіжність даних досить висока, деякі розбіжності порозуміваються точністю експерименту у [6]. Графіки вказують на правильність теоретичних висновків по енергетичним характеристикам K_1 і K_1^{Π} та по іншим характеристикам, тому що вони детерміновано ґрунтуються на вказаних.

Додатково K_1^{Π} прогнозує характер протікання і розвитку ДТП. Даний висновок можна проілюструвати в наступним чином. Енергетична інтенсивність є функцією часу, $K_1^{\Pi} = f(t)$. Початковий період ДТП протікає в умовах відсутності гальмування транспортного потоку [97-106], мінімальне значення тривалості якого відповідає сумі часу реакції водія t_p і часу спрацьовування гальмової системи t_c . Отже, мінімальна кількість кінетичної енергії K , що надходить в область ДТП без дії гальмових систем дорівнює:

$$K = \int_0^{t_p+t_c} K_1^{\Pi}(t)dt. \quad (3.50)$$

ДТП буде продовжуватися доти, поки гальмові системи автомобілів, що рухають позаду, не трансформують кінетичну енергію в тепло, частково в знос і деформацію деталей гальмових механізмів, в знос покриття та дорожнього покриття. У зазначений момент миттєва енергетична характеристика безпеки руху стане рівною нулеві.

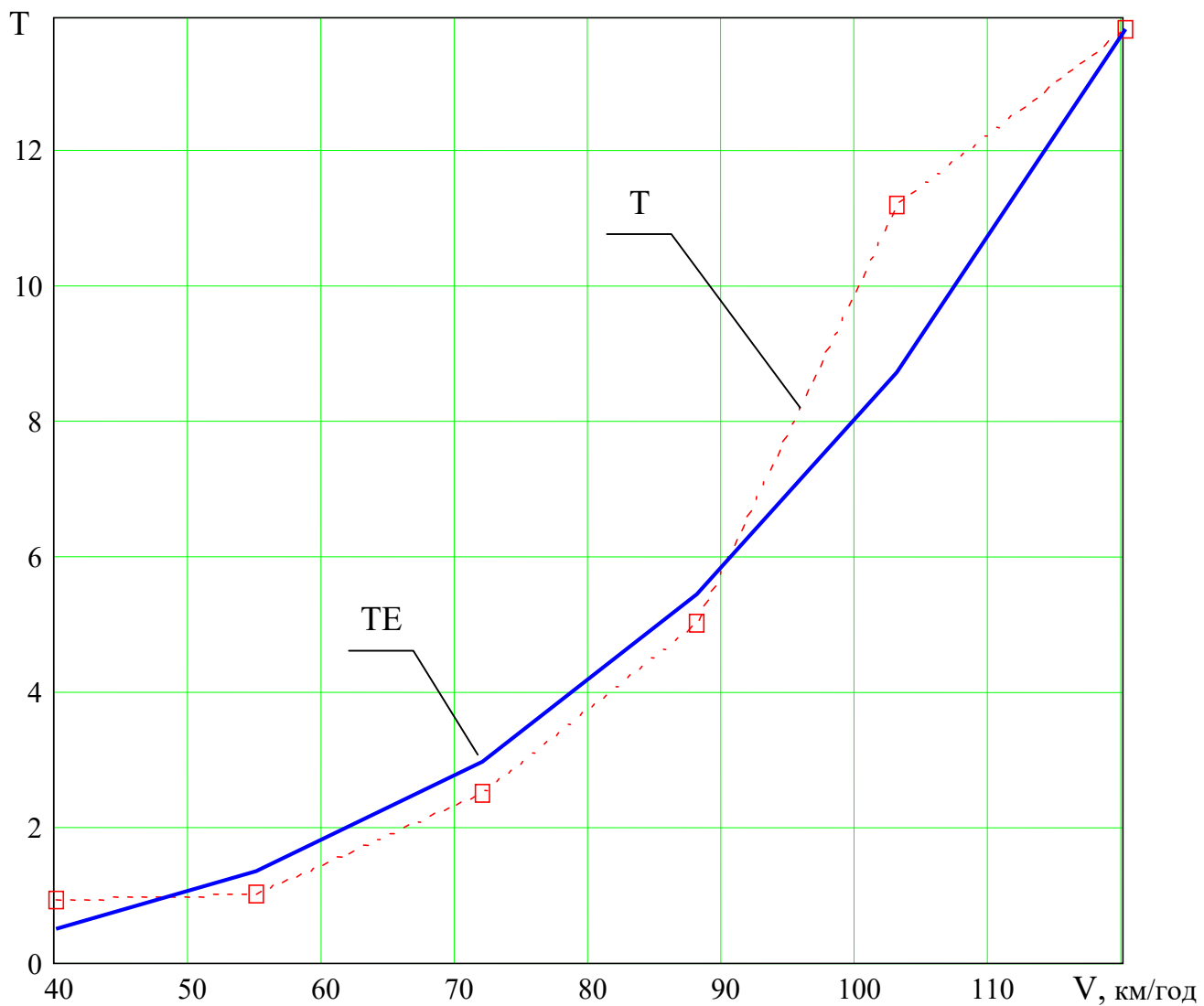


Рис. 3.3. Залежність тяжкості ДТП від швидкості транспортного потоку:

T - експериментальні данні тяжкості ДТП И. Бросс (США) [6], відносна кількість смертельних випадків та поранень;

TE - енергетичний розрахунок тяжкості ДТП: TE = 1 при V=50 км/год. з урахуванням (3.46)

Даний процес можна відбити наступним рівнянням:

$$TE = \frac{V^3}{50^3} \propto K_1^П;$$

V - швидкість автомобілів, км/год.

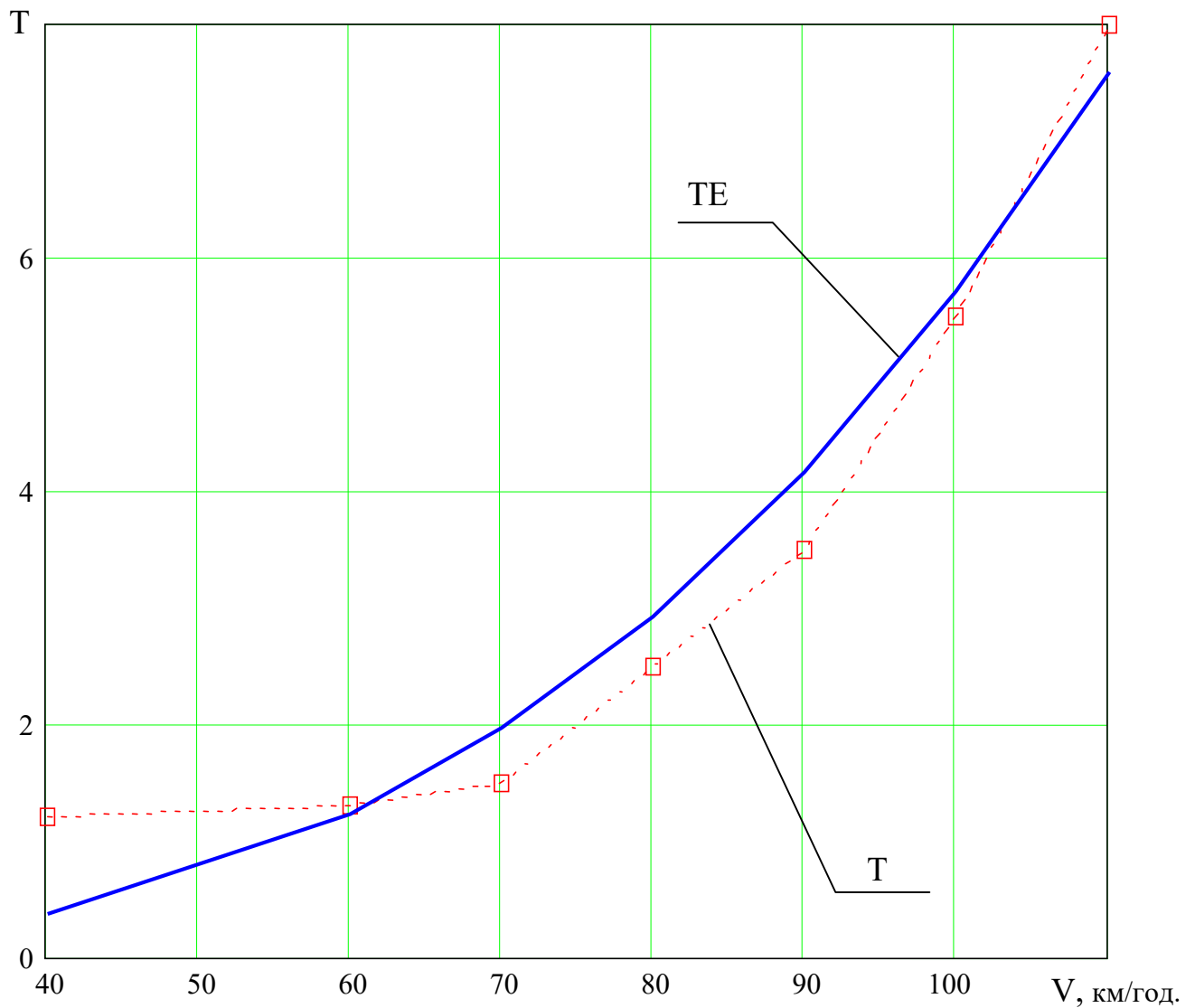


Рис. 3.4. Залежність тяжкості ДТП від швидкості транспортного потоку:

T - експериментальні данні тяжкості ДТП В. Новізенцев (СРСР) [6], відносна кількість смертельних випадків та поранень;

TE - енергетичний розрахунок тяжкості ДТП: TE = 1 при V=56 км/год. з урахуванням (3.46)

$$TE = \frac{V^3}{56^3} \propto K_1^П;$$

V - швидкість автомобілів, км/год.

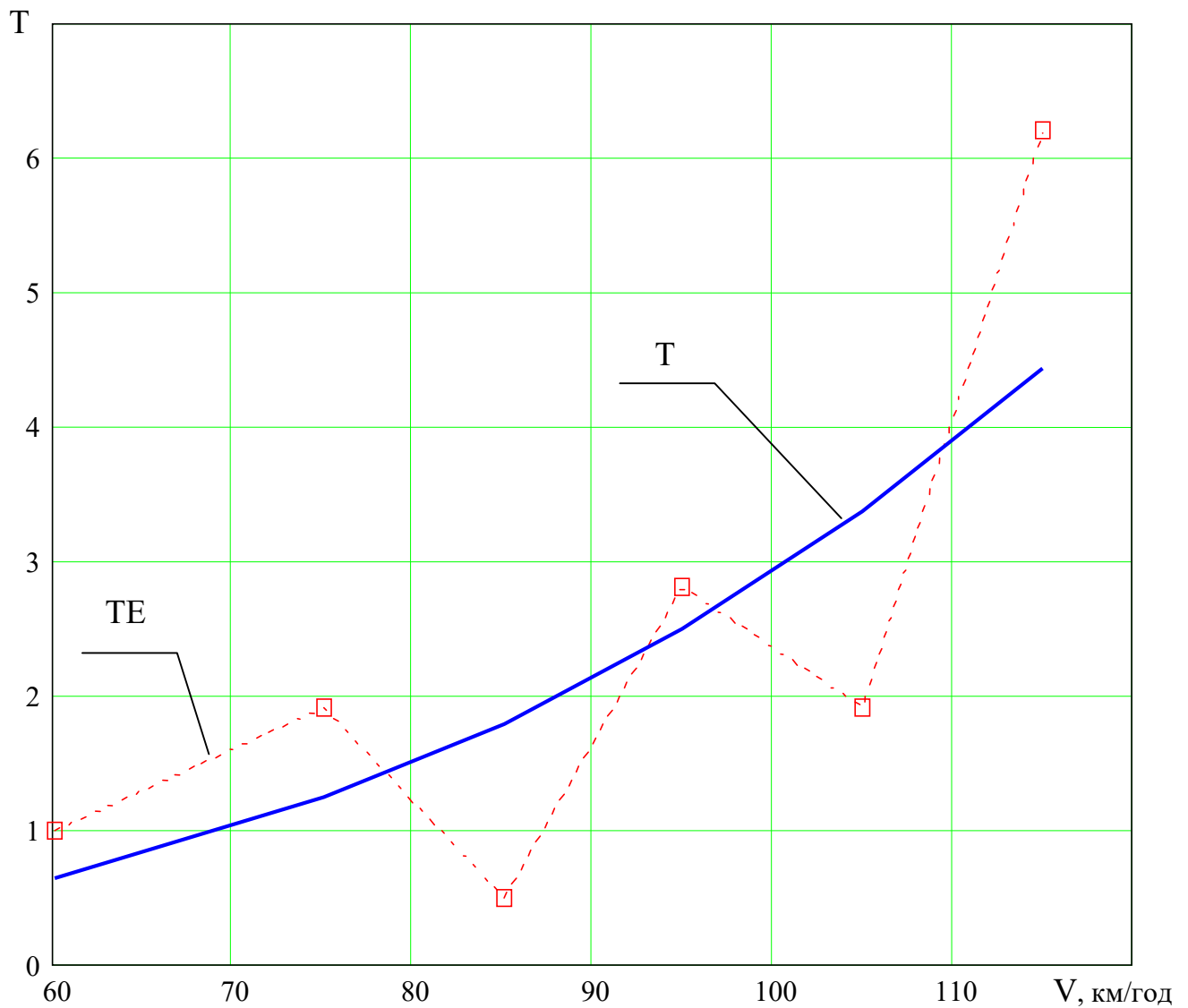


Рис. 3.5. Залежність тяжкості ДТП від швидкості транспортного потоку:

T - експериментальні данні тяжкості ДТП С. Гольдберга (Франція) [6], відносна кількість смертельних випадків та поранень;

TE - енергетичний розрахунок тяжкості ДТП: TE = 1 при V=70 км/год. з урахуванням (3.46)

$$TE = \frac{V^3}{70^3} \propto K_1^{\Pi};$$

V - швидкість автомобілів, км/год.

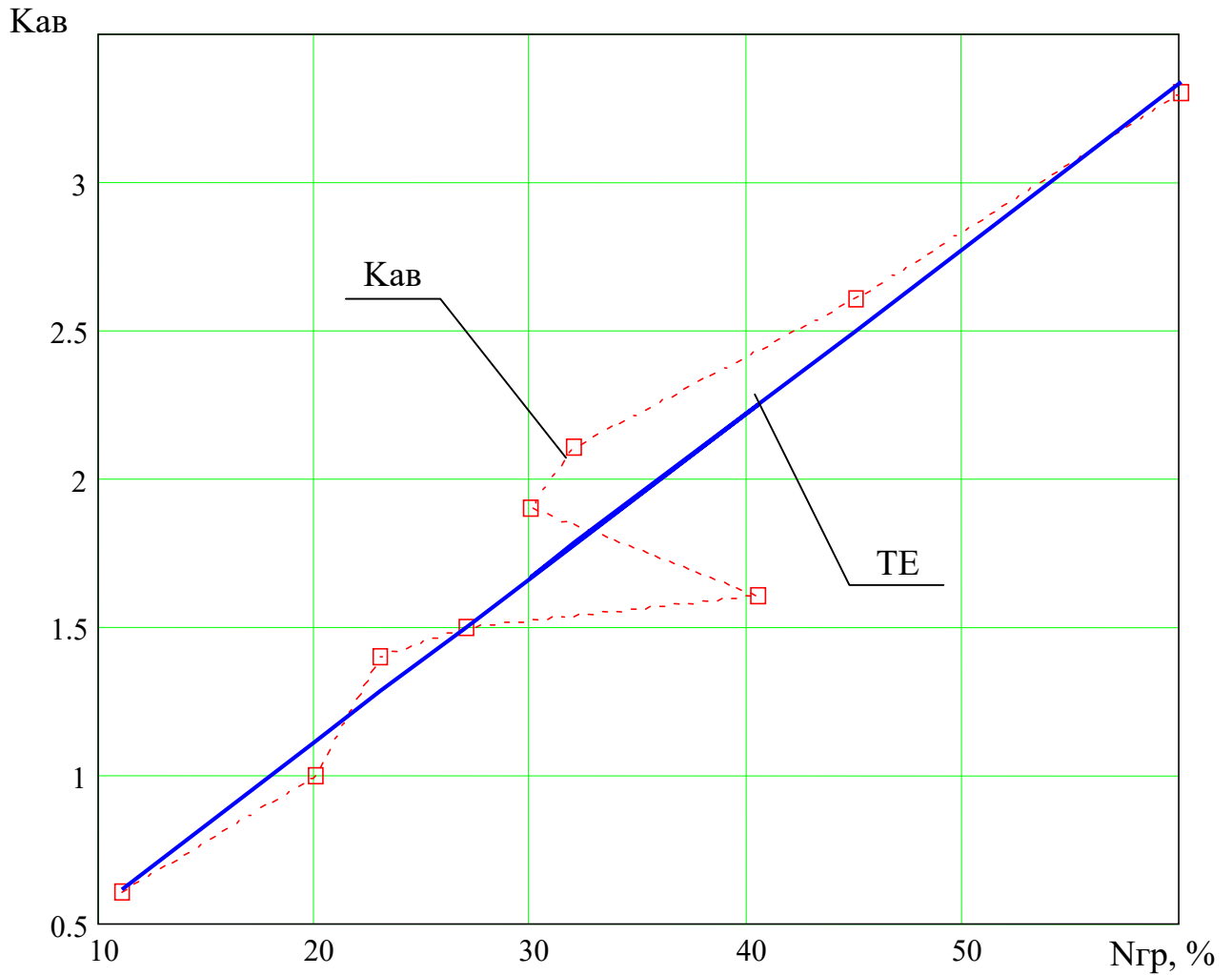


Рис. 3.6. Залежність коефіцієнта аварійності від відсотка вантажних автомобілів у транспортному потоці (залежність аварійності від масової щільності потоку):

$K_{ав}$ - експериментальні дані по аварійності Ф. Бітцля (Німеччина) та П. Купина (Росія) [6], число ДТП на один млн. проїхавших автомобілів;

TE - енергетичний розрахунок аварійності: TE = 1 при $N_{гр} = 18\%$ з урахуванням (3.46)

$$\begin{cases} TE = \frac{N_{гр}}{18} \propto K_1^{\Pi}, \\ K_1^{\Pi} = \frac{m}{2L} V_{\Pi}^3 = q_m V_{\Pi}^3, \\ q_m \propto N_{гр}, \\ V_{\Pi}^3 = \text{const.} \end{cases}$$

$$K_1^{\Pi}(t_T) - K_{top}(t_T) = 0, \quad (3.51)$$

де t_T - тривалість гальмування автомобілів у транспортному потоці до повної зупинки;

$K_{\text{тор}}$ - інтенсивність поглинання кінетичної енергії гальмовими системами автомобілів.

Рішенням рівняння (3.51) є тривалість процесу гальмування транспортного потоку t_T . Додаткова кількість кінетичної енергії K' , що надходить у зону ДТП за час t_T , складе:

$$K' = \int_0^{t_T} (K_1^{\text{II}}(t) - K_{\text{тор}}(t)) dt. \quad (3.52)$$

У результаті загальна величина кінетичної енергії трансформованої в зоні ДТП буде дорівнювати:

$$K_{\text{ДТП}} = K + K' = \int_0^{t_p+t_c} K_1^{\text{II}}(t) dt + \int_0^{t_T} (K_1^{\text{II}}(t) - K_{\text{тор}}(t)) dt. \quad (3.53)$$

У загальному випадку, з погляду аналізу абсолютної небезпеки руху, кількість кінетичної енергії, що перетворюється в тепло, у різні види пружної, пластичної деформації або тендітного руйнування, у виникаючому ДТП, визначається в такий спосіб:

$$K_{\text{ДТП}} = \int_0^{t_o} K_1^{\text{II}}(t) dt, \quad (3.54)$$

$$t_o = \int_0^{S_o} \frac{1}{V_{\text{II}}} ds, \quad (3.55)$$

де t_0 - час зупинки транспортного засобу;

S_0 - зупинний шлях транспортного засобу.

Величина S_0 може бути розрахована по відомих формулах або прийнята конкретного значення з урахуванням сформованих умов руху.

Описаний вище процес можна також охарактеризувати графічно.

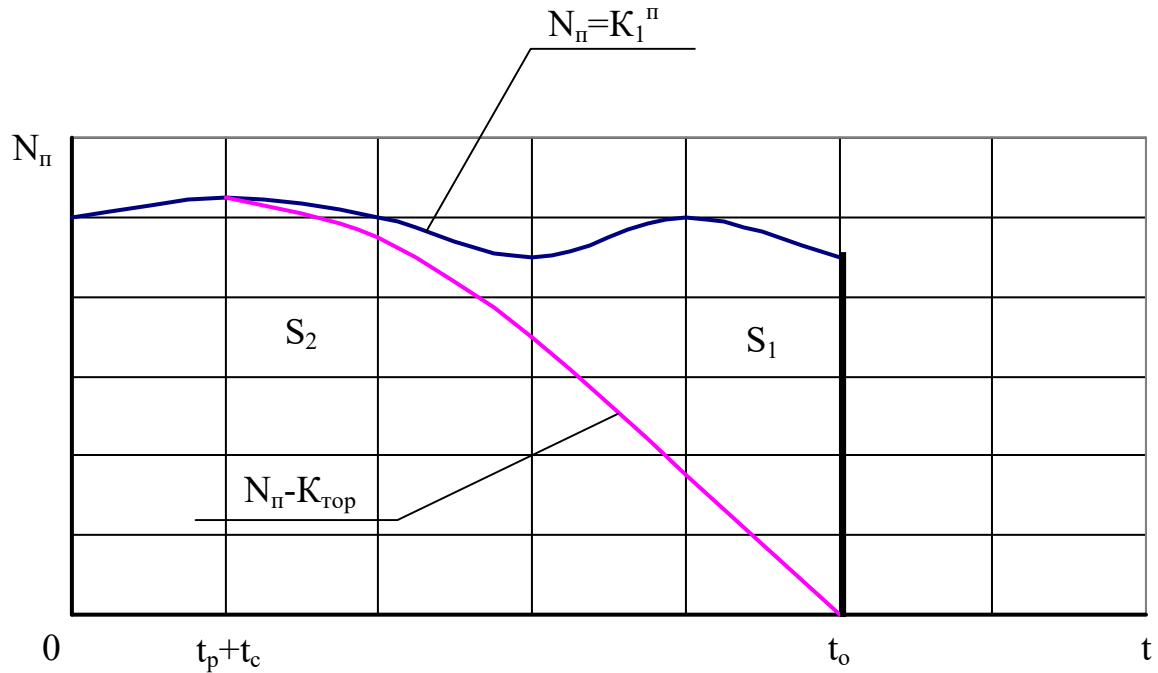


Рис. 3.7. Схема формування кількості кінетичної енергії транспортного потоку, яка надходить у ДТП з урахуванням застосування гальмування:

S_1 - площа, рівна кількості кінетичної енергії яка розсіюється гальмовими системами автомобілів за час повної зупинки транспортного потоку до місця виникнення ДТП, (кількість кінетичної енергії, що не надійшла в зону ДТП, унаслідок гальмування автомобілів);

S_2 - площа, рівна кількості кінетичної енергії, яка надійшла у зону ДТП до повної зупинки транспортного потоку.

Вказане вище значення S_1 визначається по формулі:

$$S_1 = \int_0^{t_T} K_{\text{top}}(t) dt. \quad (3.56)$$

Значення S_2 розраховується по формулі (3.53).

Відзначені вище моменти свідчать про одержання якісно нового показника, що об'єктивно відбиває тяжкість можливої аварійності на визначеній ділянці транспортного потоку одного напрямку.

Якщо необхідно виконувати оцінку очікуваної тяжкості ДТП з обліком можливих зустрічних зіткнень, показник $K_{\text{ДТП}}$ розраховується по формулі:

$$K_{\text{ДТП}} = \int_0^{t_0} K_1^{\text{II}}(t) dt + \int_0^{t'_0} (K_1^{\text{II}}(t))' dt, \quad (3.57)$$

де t'_0 - тривалість гальмування автомобілів потоку зустрічного напрямку до повної зупинки.

В умовах рівнозначності, з енергетичної точки зору, транспортних потоків різних напрямків показник $K_{\text{ДТП}}$ буде дорівнювати:

$$K_{\text{ДТП}} = 2 \int_0^{t_0} K_1^{\text{II}}(t) dt. \quad (3.58)$$

Таким чином, розроблена миттєва енергетична характеристика безпеки руху транспортного потоку:

- дозволяє вести детермінований аналіз кінематики руху транспортного потоку з погляду безпеки руху практично в будь-яких умовах експерименту (3.46);

- інтенсивність зміни можливої тяжкості аварійності прямо пропорційна кубові швидкості транспортного потоку (3.46);

- дозволяє розраховувати необхідне коректування масової щільності

поток при зміні його швидкості в умовах збереження колишнього значення рівня безпеки руху (3.46), виконати це на практиці дозволить застосування додаткового дорожнього знака з указівкою відстані, що рекомендується, між транспортними засобами;

- інтегрування запропонованої характеристики в інтервалі рівному зупинному часу дає загальне значення кількості кінетичної енергії транспортного потоку, що буде: розсіяно гальмовими системами, витрачено на нагрівання і деформацію матеріальних об'єктів у ДТП, (3.53), (3.54), (3.57) і (3.58).

Докладно практичне застосування миттєвої енергетичної характеристики безпеки руху транспортного потоку K_1^{Π} – буде розглянуто далі.

3.2.2 Просторова енергетична характеристика

Аналitична форма запису просторової енергетичної характеристики безпеки руху одиночного автомобіля K_2 була приведена в системі (3.1) і детально проаналізована в пункті 3.1.2. З урахуванням рівнянь (3.1), (3.46) зазначена характеристика може бути виражена в наступним чином:

$$\begin{cases} K_2^{\Pi} = \frac{d(K_1^{\Pi})}{ds} = \frac{d}{ds} [q_m V_{\Pi}^3] \\ ds = V \cdot dt. \end{cases} \quad (3.59)$$

$$K_2^{\Pi} = \frac{d(K_1^{\Pi})}{ds} = \frac{dq_m}{dt} V_{\Pi}^2 + \frac{dV_{\Pi}}{dt} 3V_{\Pi} q_m, \quad (3.60)$$

$$N_m = V_{\Pi} q_m, \quad (3.61)$$

$$K_2^{\Pi} = \frac{dq_m}{dt} V_{\Pi}^2 + \frac{dV_{\Pi}}{dt} 3N_m, \quad (3.62)$$

де N_m – масова інтенсивність транспортного потоку, кг/с.

Диференціальне рівняння (3.62) розкриває формування просторової безпеки руху транспортного потоку, тобто описує нерівномірність

інтенсивності переміщення кінетичної енергії по довжині досліджуваної ділянки. Дані процеси зв'язані з коливанням швидкості і щільності потоку, величина V_{Π}^2 , за умови $V_{\Pi} = \text{const}$, визначає ступінь впливу зміни масової щільності на загальну небезпеку руху, а величина $3N_m$, за умови $N_m = \text{const}$ - ступінь впливу зміни швидкості потоку або його прискорення.

На практиці для підвищення безпеки руху характеристику K_2 необхідно по модулю як можна більше зменшувати. Тяжкість можливих ДТП буде практично постійною по довжині аналізованої ділянки дороги. У таких умовах рішення рівняння (3.62) виглядає наступним чином:

$$\frac{1}{\sqrt[3]{q_m}} \sim V_{\Pi}. \quad (3.63)$$

Співвідношення (3.63) розкриває принцип зниження загальної небезпеки руху транспортного потоку. Як указувалося раніше, вирішити сформульовану задачу можна, наприклад, спільним застосуванням дорожніх знаків із указівкою швидкості, що рекомендується, та інтервалу руху для основних типів транспортних засобів.

Характеристика K_2^{Π} має одиниці виміру $\frac{\text{Дж}}{\text{м} \cdot \text{с}} = \frac{\text{Н}}{\text{с}}$, що з фізичної точки зору уособлює темп зміни поточної сили інерції транспортного потоку у визначеному його перетині. У свою чергу, згідно третього закону Ньютона, описується і характер дотичного навантаження на дорожнє покриття.

Області вулично-дорожньої мережі, де спостерігаються сплески значення K_2^{Π} , є місцями концентрації ДТП. Причому розрахована величина прямо пропорційна кількості ДТП (даний висновок обґрунтований у підрозділі 3.1), а існуюче значення K_1^{Π} однозначно визначає їхню тяжкість.

Якщо отримані наступні результати:

- $K_2^{\Pi} = 0$ - спостерігається стабільна безпека руху, аварійність практично

незмінна;

- $K_2^{\Pi} = \text{const}$ - спостерігається менша безпека руху, аварійність пропорційно зростає, є присутнім місце концентрації ДТП;

- $K_2^{\Pi} = f(t)$ - спостерігається нестабільна безпека руху, аварійність хаотично змінюється, є присутніми кілька місць концентрації ДТП.

Таким чином, розроблена характеристика безпеки руху транспортного потоку дозволяє:

- виявляти області транспортного потоку з істотними змінами енергетичної інтенсивності в залежності від переміщення, потенційні місця концентрації ДТП;

- аналогічно розробленої характеристики для системи АВД, описувати зміну кількості ДТП по технічному стані транспортних засобів;

- визначити необхідний зв'язок між енергетичною швидкістю потоку і його масовою щільністю з метою забезпечення стабільної безпеки руху протягом аналізованої ділянки дороги.

Докладно застосування просторової енергетичної характеристики безпеки руху транспортного потоку K_2^{Π} – буде розглянуто далі.

3.2.3 Часова енергетична характеристика

Аналітична форма запису часової енергетичної характеристики безпеки руху одиночного автомобіля K_3 була приведена в системі (3.1) і детально проаналізована в пункті 3.1.3. З урахуванням рівнянь (3.1), (3.46) зазначена характеристика може бути виражена таким чином:

$$K_3^{\Pi} = \frac{d(K_1^{\Pi})}{dt} = \frac{d}{dt} [q_m V_{\Pi}^3] \quad (3.64)$$

$$K_3^{\Pi} = \frac{d(K_1^{\Pi})}{dt} = \frac{dq_m}{dt} V_{\Pi}^3 + \frac{dV_{\Pi}}{dt} 3V_{\Pi}^2 q_m, \quad (3.65)$$

$$N_m = V_{\Pi} q_m, \quad (3.66)$$

$$K_3^{\Pi} = V_{\Pi} \left(\frac{dq_m}{dt} V_{\Pi}^2 + \frac{dV_{\Pi}}{dt} 3N_m \right) = V_{\Pi} K_2^{\Pi}. \quad (3.67)$$

Диференціальне рівняння (3.67) розкриває формування місцевої небезпеки руху транспортного потоку, тобто описує нерівномірність інтенсивності потоку кінетичної енергії у визначеному перетині транспортного потоку за часом. Дані процеси безпосередньо зв'язані з коливанням швидкості і частково з коливаннями щільності потоку, величина V_{Π}^3 , за умови $V_{\Pi} = \text{const}$, визначає ступінь впливу зміни масової щільності на місцеву небезпеку руху, а величина $3N_m$, за умови $N_m = \text{const}$ - ступінь впливу зміни швидкості потоку або його прискорення.

На практиці з погляду підвищення безпеки руху характеристику K_3 необхідно по модулю як можна більше зменшувати. Подібні дії забезпечують стабілізацію зміни абсолютної небезпеки руху у визначеному перетині транспортного потоку. У таких умовах рішення рівняння (3.67) виглядає наступним чином:

$$\frac{1}{\sqrt[3]{q_m}} \sim V_{\Pi}. \quad (3.68)$$

Співвідношення (3.68) ідентично (3.63), що свідчить про одиничність правильного рішення і підтверджує зазначений у 3.2.2 принцип зниження загальної небезпеки руху транспортного потоку, тобто як указувалося раніше, вирішити сформульовану задачу можна спільним застосуванням дорожніх знаків із указівкою швидкості, що рекомендується, та інтервалу руху для основних типів транспортних засобів.

Характеристика K_3^{Π} має одиниці виміру $\frac{Дж}{c^2} = Н \frac{м}{c^2}$, що з фізичної точки зору характеризує зміну інерційної потужності транспортного потоку з часом у

визначеному його перетині.

Перетини транспортного потоку, де спостерігаються сплески значення K_3^{Π} , є місцями концентрації ДТП через технічний стан або втрату керування. Даний висновок обґрунтований у підрозділі 3.1, а існуюче значення K_1^{Π} однозначно визначає їхню тяжкість.

Якщо отримані наступні результати:

- $K_3^{\Pi}=0$ - спостерігається стабільна безпека руху в перетині потоку з часом, тяжкість ДТП практично незмінна;
- $K_3^{\Pi}=\text{const}$ - спостерігається менша безпека руху з часом, тяжкість ДТП пропорційно зростає;
- $K_3^{\Pi}=f(t)$ - спостерігається нестабільна безпека руху, тяжкість ДТП за часом хаотично змінюється.

Таким чином, розроблена часова енергетична характеристика безпеки руху транспортного потоку дозволяє:

- виявляти на визначеній ділянці транспортного потоку зміни енергетичної інтенсивності в залежності від часу, потенційні місця концентрації ДТП;
- аналогічно розробленої характеристики для системи АВД, описувати зміну кількості ДТП через утрату керування.

Докладно практичне застосування часової енергетичної характеристики безпеки руху транспортного потоку K_3^{Π} – буде розглянуто далі.

3.2.4 Енергетичний підхід до коефіцієнту безпеки

Спочатку для створення комплексного підходу до аналізу транспортного потоку необхідно виявити математичний зв'язок коефіцієнта безпеки з іншими кінематичними характеристиками. Даний коефіцієнт, як указувалося раніше, являє собою кінематичну характеристику, що несе в собі інформацію і про інші

характеристики кінематики руху потоку. Отже, досить виявити зв'язок коефіцієнта безпеки хоча б з одним параметром, що дасть можливість оперувати всім комплексом аналізу.

Відношення швидкостей, закладене в коефіцієнті безпеки, з фізичної точки зору розкриває процес абсолютної зміни швидкості. Відносна зміна швидкості з урахуванням часу також описує прискорення. Тоді повинен існувати об'єктивний зв'язок між відповідними характеристиками: коефіцієнтом безпеки і шумом прискорення.

Зв'язок між шумом прискорення і коефіцієнтом безпеки в межах геометричної дискретної постановки задачі можна виділити наступним чином.

Значення коефіцієнта безпеки для трьох значень швидкості:

$$K_{\sigma_1} = \frac{V_2}{V_1}, \quad K_{\sigma_2} = \frac{V_3}{V_2}. \quad (3.69)$$

При цьому значення прискорень:

$$a_1 = \frac{V_2 - V_1}{t_1}, \quad a_2 = \frac{V_3 - V_2}{t_2}. \quad (3.70)$$

Якщо виміри значень швидкості будуть виконуватися через рівні проміжки часу можна записати:

$$\begin{cases} \frac{a_2}{a_1} = \frac{V_3 - V_2}{V_2 - V_1} = \frac{V_2(K_{\sigma_2} - 1)}{V_1(K_{\sigma_1} - 1)} = K_{\sigma_1} \frac{K_{\sigma_2} - 1}{K_{\sigma_1} - 1}, \\ t_i = \text{const.} \end{cases} \quad (3.71)$$

Поточне i -те значення з ряду прискорень, при наявності відповідного ряду коефіцієнтів безпеки, можна виразити в такий спосіб:

$$\begin{cases} a_i = a_{i-1} \cdot K_{\sigma_{i-1}} \frac{K_{\sigma_i} - 1}{K_{\sigma_{i-1}} - 1}, \\ t_i = \text{const.} \end{cases} \quad (3.72)$$

Загальний член ряду прискорень буде розраховуватися за допомогою

наступної формули:

$$\begin{cases} a_i = a_1 \cdot \prod_{j=1}^{i-1} \left(K_{\sigma_{j-1}} \frac{K_{\sigma_j} - 1}{K_{\sigma_{j-1}} - 1} \right), \\ t_i = \text{const.} \end{cases} \quad (3.73)$$

де a_1 - початкове значення прискорення.

Використовуючи для шуму прискорення (3.14), підставимо значення a_i в попередню формулу:

$$\sigma_a = a_1 \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left[\prod_{j=1}^{i-1} \left(K_{\sigma_{j-1}} \frac{K_{\sigma_j} - 1}{K_{\sigma_{j-1}} - 1} \right) \right]_i - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left[\prod_{j=1}^{i-1} \left(K_{\sigma_{j-1}} \frac{K_{\sigma_j} - 1}{K_{\sigma_{j-1}} - 1} \right) \right]_i}^2}. \quad (3.74)$$

Формула (3.74) розкриває математичний зв'язок між шумом прискорення і коефіцієнтом безпеки.

З фізичної точки зору з урахуванням закону збереження енергії коефіцієнт безпеки у відомому виді має малу цінність, тому що не розкриває об'єктивно процес зміни самої безпеки руху, а лише опосередковано її оцінює. Для наповнення зазначеної характеристики об'єктивним змістом у межах аналізу безпеки руху запишемо значення коефіцієнта безпеки в наступному виді:

$$K_{\sigma_i}^{\varepsilon} = \frac{(K_1^{\Pi})_{i+1}}{(K_1^{\Pi})_i} = \frac{q_{m_{i+1}} (V_{\Pi}^3)_{i+1}}{q_{m_i} (V_{\Pi}^3)_i} = K_{q_{m_i}} \cdot \left(\frac{V_{\Pi_{i+1}}}{V_{\Pi_i}} \right)^3, \quad (3.75)$$

де $K_{\sigma_i}^{\varepsilon}$ - і-те значення енергетичного коефіцієнта безпеки; $K_{q_{m_i}}$ - і-те значення коефіцієнта зміни масової щільності потоку.

В умовах зменшення довжини ділянки аналізу, куб відносини енергетичних швидкостей потоку, дорівнює кубу відомого коефіцієнта безпеки:

$$K_{\sigma_i}^{\exists} = K_{q_{mi}} \cdot \left(\frac{V_{\Pi_{i+1}}}{V_{\Pi_i}} \right)^3 = \left[\begin{array}{l} V_{\Pi} \rightarrow V, \\ L \rightarrow 0. \end{array} \right] = K_{q_{mi}} \cdot (K_{\sigma_i})^3, \quad (3.76)$$

$$K_{\sigma_i}^{\exists} = \left(\frac{V_{\Pi_{i+1}}}{V_{\Pi_i}} \right)^3 = \left[\begin{array}{l} q_m = \text{const}, \\ L \rightarrow 0 \end{array} \right] = (K_{\sigma_i})^3. \quad (3.77)$$

Коефіцієнт безпеки в рамках енергетичних характеристик має значення кінематичного параметра (3.69), однак використовуване в ньому відношення швидкостей в умовах сталості масової щільності потоку зберігається і зводиться при цьому в третій ступінь, що дає можливість безпосереднього перетворення його в об'єктивний енергетичний показник (3.76). Графік значень коефіцієнта безпеки по довжині проїзної частини, зведених у третій ступінь, описує зміну тяжкості ДТП (зі зменшенням швидкості тяжкість кубічно знижується), а в умовах зворотної пропорційності – кількість подій. Даний висновок можна проілюструвати експериментальними даними по [6], рис. 3.8.

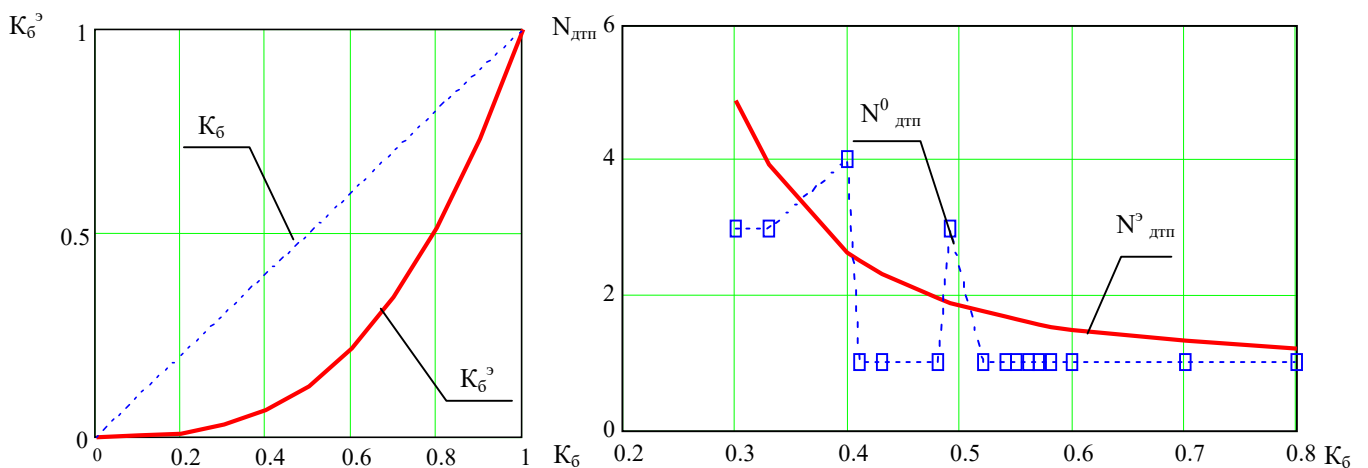


Рис. 3.8 – Зв'язок енергетичного і класичного коефіцієнта безпеки між собою та з числом ДТП:

$N_{дтп}^0$ - експериментальне число дорожньо-транспортних пригод;

$N_{дтп}^{\exists}$ - розрахункове число дорожньо-транспортних пригод (3.76).

Якщо значення (3.76) підставити у (3.74) можливо отримати уточнене вираження для шуму прискорення, як енергетичної характеристики безпеки руху транспортного потоку. Але ці характеристики вже отримані з розглядом зміни K_1^{Π} у часі та просторі – рівняння (3.60), (3.65) (вони оперують уточненими значеннями прискорення з урахуванням динаміки зміни складу потоку, без середньої квадратичної обробки). Зазначене вказує на те, що додаткові характеристики K_2^{Π} , K_3^{Π} не тільки мають зв'язок з коефіцієнтом безпеки та шумом прискорення, а ще об'єднують існуючі розробки у цих напрямках та уточнюють їх до рівня об'єктивних критеріїв безпеки руху транспортного потоку.

3.3 Зв'язок розроблених енергетичних характеристик з існуючими параметрами транспортного потоку

У попередніх викладеннях були запропоновані й обґрунтовані наступні об'єктивні характеристики безпеки руху в межах системи АД і системи транспортного потоку:

$$\left\{ \begin{array}{l} K_1 = \frac{m \cdot V^2}{2}, \\ K_2 = m \cdot a, \\ K_3 = m \cdot a \cdot V. \end{array} \right. \quad \text{і} \quad \left\{ \begin{array}{l} K_1^{\Pi} = q_m \cdot V_{\Pi}^3, \\ K_2^{\Pi} = \frac{dq_m}{dt} V_{\Pi}^2 + \frac{dV_{\Pi}}{dt} 3V_{\Pi} q_m, \\ K_3^{\Pi} = \frac{dq_m}{dt} V_{\Pi}^3 + \frac{dV_{\Pi}}{dt} 3V_{\Pi}^2 q_m. \end{array} \right. \quad (3.79)$$

З урахуванням систем (3.79) між характеристиками в межах кожної з названих систем можна записати детерміновані рівняння зв'язку:

$$K_1 = \frac{m}{2} \left(\frac{K_3}{K_2} \right)^2 \quad \text{та} \quad K_1^{\Pi} = q_m \left(\frac{K_3^{\Pi}}{K_2^{\Pi}} \right)^3 \quad (3.80)$$

Системний зв'язок між характеристиками системи АВД і транспортного потоку розкривається наступним чином:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{K_3}{K_2} = \frac{K_3^{\Pi}}{K_2^{\Pi}}, \\ L \rightarrow 0, \\ K_1^{\Pi} = q_m \left(\frac{2K_1}{m} \right)^{\frac{3}{2}}. \end{array} \right. \quad (3.81)$$

У випадку сталої масової щільності транспортного потоку зв'язок між енергетичними характеристиками безпеки його руху можна записати у вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{K_1^{\Pi}}{K_3^{\Pi} \cdot K_2^{\Pi}} = \frac{1}{9 \cdot q_m} \left(\frac{dV_{\Pi}}{dt} \right)^2, \\ q_m = \text{const.} \end{array} \right. \quad (3.82)$$

Для розкриття зв'язку, розроблених енергетичних характеристик рівня безпеки руху з класичними кінематичними параметрами транспортного потоку, спочатку проаналізуємо співвідношення між енергетичною і геометричною щільністю потоку:

$$q = \frac{n}{L} \frac{m}{m} \frac{2}{2} = q_m \cdot \frac{2n}{m} = q_m \cdot \frac{2}{m_{\text{ср}}}, \quad q = q_m \cdot \frac{2}{m_{\text{ср}}}, \quad (3.83)$$

де q - геометрична щільність потоку, авт/м;

L - довжина ділянки, м;

n - кількість автомобілів на ділянці довжиною L , од.;

m - маса автомобілів на ділянці довжиною L , кг;

$m_{\text{ср}}$ - середня маса з розглянутих автомобілів потоку, кг.

Швидкість транспортного потоку описується наступним вираженням:

$$V = K_3^{\Pi} / K_2^{\Pi}. \quad (3.84)$$

Зв'язок запропонованих характеристик із класичною інтенсивністю руху, з обліком (3.80), (3.83) і (3.84), можна записати у виді:

$$\begin{cases} N = \frac{2}{m_{\text{ср}}} \cdot q_m \cdot \frac{K_3^{\Pi}}{K_2^{\Pi}}, \\ N = \frac{2}{m_{\text{ср}}} \cdot \sqrt[3]{q_m \cdot K_1^{\Pi}}. \end{cases} \quad (3.85)$$

Рівняння (3.83) - (3.85) розкривають зв'язок розроблених енергетичних характеристик з існуючими параметрами транспортного потоку і дозволяють вести безпосередні розрахунки рівня безпеки руху з використанням легко вимірюваних на практиці величин.

3.4 Спосіб реєстрації поточного значення кінетичної енергії транспортного потоку

Розроблені характеристики і методи їхнього визначення можуть бути віднесені до області систем регулювання руху транспортних засобів, зокрема до систем регулювання руху дорожнього транспорту в області збору поточних даних про рух транспортного потоку. Дані системи оперують поточними значеннями параметрів потоку автомобілів [110-113], тому для створення можливості застосування розроблених характеристик, не тільки як опосередкованих критеріїв безпеки, але і як керуючих функцій регулюючої системи, необхідно сформулювати спосіб їхнього безперервного визначення.

Існує спосіб контролю руху дорожнього транспорту, що полягає у виконанні аерофотознімання рухаючого транспортного потоку [114-115]. При цьому виконують фото -, кіно - або відеозйомку ділянки дороги з борта літака,

при цьому фіксують поточний літний час. Отриману зйомку переробляють у кадрову групу знімків через рівні інтервали часу. Знімки геодезичним методом розшифровують і визначають переміщення окремих дорожніх транспортних засобів. Відношенням переміщень до відомого часу їхнього здійснення, визначають швидкості конкретних транспортних засобів [115].

Недолік відомого способу зв'язаний, насамперед, з тим, що отримані значення параметрів руху дорожнього транспорту відповідають тільки моментів зйомки потоку, відстежити їхні зміни на досліджуваній ділянці дороги практично не можливо, у зв'язку зі зміною складу потоку, його інтенсивності, щільності і швидкості окремих автомобілів до і після зйомки, тим більше, неможливо розробляти і здійснювати оперативні впливи на транспортний потік по зміні його поточних характеристик, даний спосіб також є дорогим.

Найбільш близьким до пропонованого рішення по технічній сутності, є спосіб контролю руху дорожнього транспорту, що полягає у фіксуванні трьох положень окремих дорожніх транспортних засобів по довжині дороги, вимірі при цьому часу їхнього руху від одного до іншого положення, із супутнім визначенням двох значень їхньої швидкості [40].

Недолік відомого способу зв'язаний з відсутністю можливості побудови більш ефективної системи регулювання руху дорожнього транспорту на основі не кінематичних параметрів, а динамічних, енергетичних характеристик потоку дорожніх транспортних засобів.

Технічною задачею пропонованого рішення є забезпечення можливості: реєстрації поточних енергетичних характеристик дорожнього транспортного потоку і створення більш ефективних систем регулювання його руху, що дозволить підвищити безпеку дорожнього руху і збільшити пропускну здатність окремих ділянок доріг.

Поставлена задача вирішується в наступним чином. В існуючому способі контролю руху дорожнього транспорту з фіксуванням трьох положень окремих дорожніх транспортних засобів по довжині дороги, виміром при цьому часу

їхнього руху від одного до іншого положення, із супутнім визначенням двох значень їхньої швидкості руху, додатково, у другому положенні вимірюють величини нормальної силової взаємодії коліс кожного дорожнього транспортного засобу з поверхнею дорожнього покриття. На підставі вимірів визначають їхню масу, по величині маси і двом значенням швидкості розраховують два значення поточної кінетичної енергії кожного дорожнього транспортного засобу. Підсумовуючи них, одержують два поточні значення кінетичної енергії контрольованого руху дорожнього транспорту. Застосувавши при цьому заміряні час руху і відстань між першим і третім положенням, розраховують зміни поточної кінетичної енергії в часі і по довжині пройденого шляху.

Запропоноване рішення пояснюється кресленням одного з можливих пристроїв, у якому реалізується запропонований спосіб, де на рис. 3.9. представлена структурно-кінематична схема установки по контролю кінетичної енергії руху дорожнього транспорту.

Установка виконана на ділянці проїзної частини і включає: 1 – дорожнє покриття; 2 – смуги одного напрямку руху; 3 – лінії розмежування смуг; 4 – рухомі автомобілі. Конструктивно до складу установки входять: 5 – перший блок детекторів дорожніх транспортних засобів; 6 – другий блок детекторів транспорту; 7 – проміжний блок датчиків маси дорожніх транспортних засобів; 8 – електричні ланцюги; 9 – обчислювальний блок; 10 – одинична відстань установки блоків детекторів дорожніх транспортних засобів L .

Блок датчиків маси транспортних засобів 7, виконаний у виді металевої смуги, встановленої в дорожнє покриття 1 з можливістю деформації при впливі на неї коліс дорожнього транспортного засобу 4. На смугі закріплені тензометричні датчики, що у залежності від величини деформації змінюють властивості підключеного до них електричного ланцюга 8 обчислювального блоку 9. Характер даної зміни прямо пропорційний ваги, що впливає на смугу. Блоки 5 і 6 формуються з відомих конструкцій детекторів транспорту.

Порядок роботи пристрою:

- рухомий транспортний засіб фіксується датчиком 5, при цьому починається відлік часу t_1 ;
- проїжджаючи датчик 7, транспортний засіб фіксується в другому положенні, визначається його маса m , закінчується перший відлік часу і починається другий - t_2 ;
- рухомий транспортний засіб фіксується датчиком 6 і другий відлік часу закінчується;
- обчислювальний блок 9 виконує наступні розрахунки:

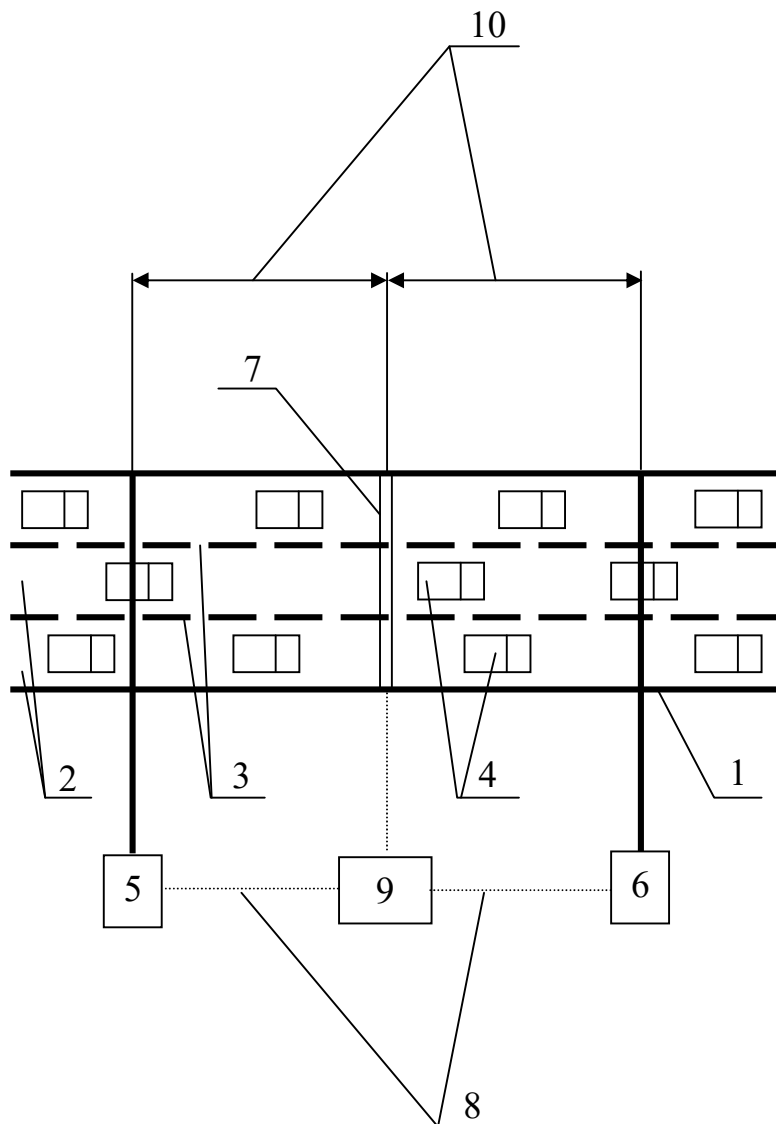


Рис. 3.9. Схема установки по виміру поточних значень енергетичних характеристик транспортного потоку.

а) значення швидкостей конкретних дорожніх транспортних засобів V_{1i} і V_{2i} визначаються по формулах:

$$V_{1i} = \frac{L}{t_{1i}}, \quad V_{2i} = \frac{L}{t_{2i}};$$

б) значення поточної кінетичної енергії конкретних транспортних засобів K_{1i} і K_{2i} розраховуються по формулах:

$$K_{1i} = \frac{m_i \cdot V_{1i}^2}{2}, \quad K_{2i} = \frac{m_i \cdot V_{2i}^2}{2};$$

в) значення поточної кінетичної енергії потоку транспортних засобів K_1 і K_2 розраховуються по формулах:

$$K_1 = \sum K_{1i}, \quad K_2 = \sum K_{2i};$$

г) зміна кінетичної енергії потоку транспортних засобів у часі ΔK_t дорівнює:

$$\Delta K_t = \frac{K_2 - K_1}{t_1 + t_2};$$

д) зміна кінетичної енергії потоку транспортних засобів по довжині пройденого шляху ΔK_L визначається по формулі:

$$\Delta K_L = \frac{K_2 - K_1}{2L}.$$

Відзначені залежності відбивають порядок реального розрахунку запропонованих раніше енергетичних характеристик транспортного потоку

шляхом безперервного виміру:

$$\begin{cases} K_i = K_1^{\Pi}, \\ \Delta K_{L_i} = K_2^{\Pi}, \\ \Delta K_{t_i} = K_3^{\Pi}. \end{cases}$$

Тяжкість ДТП в нашому випадку необхідно оцінювати з використанням опосередкованих усереднених показників, для чого можна використовувати показники Рейнгольда (ФРН) [47] або Бабкова (Росія) [6]. Методика Бабкова оперує п'ятьма коефіцієнтами, три з яких по тяжкості поранень, а Рейнгольда – з чотирма, два з них по пораненнях.

Результати розрахунків по обох методиках показали відмінність їх не більше ніж на 5 %, при цьому погрішність за методикою Бабкова вище на 25 %, тому застосуємо показник небезпеки Рейнгольда:

$$V_0 = p_0 n_0 + p_1 n_1 + p_2 n_2 + p_3 n_3,$$

де p_0, p_1, p_2, p_3 - умовні коефіцієнти тяжкості наслідків, приймаємо наступні значення: $p_0 = 1, p_1 = 5, p_2 = 70, p_3 = 130$ [47];

n_0, n_1, n_2, n_3 - число ДТП відповідно: з матеріальним збитком, з легкими пораненнями, з важкими пораненнями, із загибеллю людей.

Число ДТП буде визначатися за даними ДАІ для конкретної ділянки транспортного потоку в період відповідного року.

Використовуючи вказану залежність, виконаємо розрахунок середньорічної тяжкості ДТП по кожному місцю концентрації.

Для оцінки ступеня інтенсивності зміни тяжкості ДТП виконаємо її розрахунок по наступній формулі:

$$q_{\text{дтп}i} = \left| \frac{V'_{0_{i+1}} - V'_{0_i}}{p_{i+1} - p_i} \cdot \frac{Vsr_i}{3.6} \right| \text{ од./с,}$$

де $q_{дтп_i}$ - і-те значення інтенсивності зміни тяжкості ДТП з часом руху;

V'_{0_i} - і-те значення коефіцієнта тяжкості ДТП Рейнгольда, од.;

p_i - і-те значення пікетажу, м; приймається відповідно до розташування місця концентрації ДТП і з коефіцієнтом V'_{0_i} ;

Vsr_i - і-те значення середньої швидкості руху транспортного потоку, км/год.; приймається відповідно до розташування місця концентрації ДТП - p_i .

Таблиця 3.1

Значення інтенсивності зміни тяжкості ДТП з часом руху у відповідних місцях концентрації ДТП

Пікетаж, 100 м	2	4	11	13	15	19	20	29	31	36	52
$q_{дтп_i}$, од./с	5,31	1,28	18,0	0,37	0,38	0,04	0,16	0,10	0,04	0,07	-

Для виконання оцінки адекватності розроблених характеристик реальним показникам аварійності введемо коефіцієнти пропорційності між значеннями коефіцієнта Рейнгольда, числом ДТП, інтенсивності росту їх тяжкості й енергетичними характеристиками.

Таким чином, коефіцієнти кореляції між отриманими розрахунковим шляхом енергетичними характеристиками безпеки руху транспортного потоку й існуючими показниками аварійності, свідчать про правильність створеної теоретичної моделі, та дозволяють застосовувати виведені розрахункові формули на практиці для точних розрахунків [109]. Коефіцієнт кореляції між числом ДТП і зворотними величинами енергетичного коефіцієнта безпеки свідчить також про правильність створеної теоретичної моделі, і дозволяє застосовувати виведені розрахункові формули на практиці тільки для оцінних розрахунків [109].

Розроблений спосіб і установка дозволять оперувати запропонованими

характеристиками на якісно новому рівні, на рівні безпосередньо вимірюваних безперервних величин. Це дає в перспективі можливість розробки відповідних систем регулювання рівня безпеки руху транспортних потоків на визначених ділянках доріг. Особливості характеру регулювання й оптимізації характеристик розглянемо в наступному підрозділі.

Удосконалення умов руху транспортного потоку з погляду його безпеки, насамперед, зв'язано зі створенням визначеного інформаційного модуля для водіїв транспортних засобів про ступінь небезпеки відзначеного руху. Даний інформаційний модуль є сигналом для створення водіями керуючого впливу на транспортні засоби, що в підсумку уособлює ланцюг керування транспортним потоком. Розроблені енергетичні характеристики не є виключенням. Інформація про них повинна надходити водієві. Характер інформації обов'язково повинен мати два напрямки: інформація про ступінь небезпеки власного автомобіля, який рухається, та інформація про сформований ступінь безпеки в транспортному потоці. Для чого застосовні розроблені енергетичні характеристики безпеки руху системи АВД і транспортного потоку.

У системі АВД необхідно і достатньо довести водієві інформацію про тяжкість можливого в даний момент часу ДТП із керованим їм автомобілем. Вказаний процес можна виконати з використанням певного індикатора можливого відсотка руйнування автомобіля при даній швидкості, що розраховується квадратично в умовах одиночного руху і кубічно в умовах транспортного потоку.

ВИСНОВКИ

У підсумку виконання роботи уточнені енергетичні показники безпеки дорожнього руху одиночного транспортного засобу та транспортного потоку за рахунок врахування складу транспортного потоку, а також встановленні аналітичні залежності між запропонованими показниками і загально відомим коефіцієнтом безпеки руху. Основні результати роботи полягають у наступному:

1 Аналіз існуючих методів оцінки і підвищення безпеки дорожнього руху на основі характеристик транспортного потоку показав необхідність їхньої доробки і перегляду основних підходів у реалізації. В роботі розроблено і обґрунтовано єдину розрахункову систему кількісної оцінки якості та безпеки дорожнього руху, яка дозволила об'єктивно аналізувати процеси її формування. Розроблений енергетичний підхід забезпечив введення поняття небезпеки руху, на основі якого сформульовані поняття абсолютної, загальної і місцевої небезпеки руху одиночного автомобіля і транспортного потоку. 2 Виведені відповідним поняттям небезпеки руху миттєва, просторова та часова енергетичні характеристики транспортного потоку, які об'єктивно зв'язують показники руху з конкретними показниками аварійності. 3 Виведено і доведено математичний зв'язок між параметрами рівномірності руху транспортних засобів у потоці, між коефіцієнтом безпеки і шумом прискорення, що об'єднує існуючі розробки у галузі безпеки дорожнього руху. 4 Розроблено спосіб щодо визначення поточних значень миттєвої, просторової та часової енергетичних характеристик у певному перетині реального транспортного потоку, що дозволить відслідковувати поточний рівень безпеки дорожнього руху та якісно на нього впливати. 5 На основі розроблених енергетичних характеристик створена й перевірена нова система оцінки рівня безпеки дорожнього руху, що дозволяє не тільки об'єктивно оцінювати безпеку руху, а й формулювати необхідні рекомендації до її підвищення. 6 Отримані результати по оцінці та підвищенню безпеки дорожнього руху в перспективі нададуть можливість розробки відповідних алгоритмів для систем управління безпекою дорожнього руху.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Четверухін Б.М., Єресов В.І., Дудніков О.М. Оцінка енергетичного стану та рівня безпеки руху транспортних потоків // Автомобільні дороги і дорожнє будівництво: Зб. наук. пр. – К.: НТУ, 2001. - № 61. – С. 268 - 273.
2. Куниця А.В., Дудніков О.М. Розробка та розвиток оціночних показників рівномірності руху автомобіля в умовах системи автомобіль-дорога // Безпека дорожнього руху України. Науково-технічний вісник. – МВС України, 2002. - № 1 (12). – С. 84-89.
3. Четверухін Б.М., Дудніков О.М. Енергетична характеристика безпеки руху транспортного потоку // Вісник Національного транспортного університету та Транспортної академії України. – К., 2002. – Випуск 7. – С. 175-179.
4. Четверухін Б.М., Дудніков О.М. Інформаційно-енергетична модель оцінки рівня безпеки руху транспортних потоків // 59 наукова конференція професорсько-викладацького складу і студентів Національного транспортного університету. Тези доповідей. – К.: НТУ. - 2003. – С. 90.
5. Збірник законодавчих та нормативних документів, що регламентують діяльність автомобільного транспорту з питань безпечних перевезень пасажирів та вантажів. – К.: Основа, 2001. – 576 с.
6. Бабков В.Ф. Дорожные условия и безопасность движения. - М.: Транспорт, 1993. - 271 с.
7. Иларионов В.А. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий. – М.: Транспорт, 1989. – 255 с.
8. Магиленский Л.Г. Возмещение ущерба при ДТП. – М.: ЮЛ, 1988. - 112 с.
9. Вопросы транспортной статистики: Сборник статей / Под ред. акад. В.С. Немчикова. - М.: Госстатиздат, 1990. - 308 с.
10. Лебедев Е.П. Транспортная статистика. -М.: Статистика, 1989.–196 с.
11. Афанасьев Л.Л., Дьяков А.Б., Иларионов В.А. Конструктивная безопасность автомобиля. – М.: Машиностроение, 1983. – 212 с.
12. Повышение безопасности движения на автомобильных дорогах: Сб.

науч. тр. / Под ред. А.П. Васильева. - М.: Транспорт, 1984. - 133 с.

13. Повышение транспортных качеств автомобильных дорог и безопасности движения: Сб. науч. тр. - М.: Транспорт, 1986. - 169 с.

14. Воркут А.І. Комплексні транспортні проблеми як поле діяльності відділення “Автомобільний транспорт та інтегровані системи” ТАУ // Вісник ТАУ, НТУ. – 2002. - № 6. – С. 53-58.

15. Транспортные качества автомобильных дорог и безопасность движения: Сб. науч. тр. - М.: Транспорт, 1984. - 166 с.

16. Залуга В.П., Буйленко В.Я. Пассивная безопасность автомобильной дороги. – М.: Транспорт, 1987. – 187 с.

17. Мишурич В.М., Романов А.Н. Надежность водителя и безопасность движения. - М.: Транспорт, 1990.-167 с.

18. Суворов Ю.Б., Гордеева А.К. Психодиагностика водителя и надежность управления автомобилем. - М.: Транспорт, 1991. - 104 с.

19. Котик М.А., Емельянов А.М. Природа ошибок человека – оператора: На примерах управления транспортными средствами. - М.: Транспорт, 1993. - 252 с.

20. Бутмин А.Н. Безопасность водителя автомобиля и ПДД. – Х.: Вища шк., 1984. - 192 с.

21. Барвелл Ф.Т. Автоматика и управление на транспорте: Пер. с англ. – М.: Транспорт, 1990. - 367 с.

22. Иносэ Х. Хамада Т. Управление дорожным движением / Под ред. М.Я. Блинкина. - М.: Транспорт, 1983. - 248 с.

23. Обыденнов А.П., Управление автомобильным транспортом с применением ЭВМ. - М.: Транспорт, 1989.-244 с.

24. Прахоцкий Г.Т. Резервы безопасности дорожного движения / Г.Т. Прахоцкий и др. - 2-е изд., перераб. и доп. - Минск: Полымя, 1989. – 176 с.

25. Повышение эффективности комплексных программ по обеспечению безопасности движения / Талицкий И.И. и др. - М, 1985. - 80 с.

26. Лигум Ю.С. Автоматизированные системы управления

технологическими процессами пассажирского автомобильного транспорта. – К.: Техника, 1989. – 239 с.

27. Управление пассажирским транспортом / В.М. Рева, Ю.С. Лигум, М.А. Вайншток, В.Е. Сотников/Под ред. Ю.С. Лигума.–К.:Техника,1985.–167 с.

28. Поліщук В.П., Красильнікова О.В. Оцінка стану транспортного потоку в умовах функціонування АСУР // Автомобільні дороги і дорожнє будівництво. - № 63. – 2001. – С. 354-357.

29. Смашна И.Н. Анализ статистики ДТП и формирование государственных программ по безопасности дорожного движения за рубежом. - М. Транспорт, 1991. - 81 с.

30. Лобанов Е.М. Проектирование дорог и организация движения с учетом психофизиологии водителя. - М.: Транспорт, 1980. - 312 с.

31. Дистанционный контроль скорости движения транспортных средств // Егоров Ю.М., Изотов В.А., Кочетов Л.Н. и др. - М.: Транспорт, 1987. - 217 с.

32. Романов А.Г. Дорожное движение в огородах: закономерности и тенденции. – М: Транспорт, 1984. – 80 с.

33. Platt F. N. A Proposed Index for the Level of Traffic Service // Traffic Eng., vol. 34. - 1983. - №2. – Z. 21-26.

34. Лукьянов В.В. Безопасность дорожного движения. – М.: Транспорт, 1978. – 247 с.

35. Волошин Г.Я. Анализ дорожно-транспортных происшествий. – М.: Транспорт, 1987. – 239 с.

36. Штокас В.В., Самойлов Д.С. Конфликтные ситуации и безопасность движения в городах. - М.: Транспорт, 1987. - 207 с.

37. Лигум Ю.С. Концепція створення автоматизованої системи диспетчерського управління наземним пасажирським транспортом міста // Вісник ТАУ, НТУ. – 2001. - № 5. – С. 157-161.

38. Коноплянко В.И. Информативность транспортных средств. – М.: Машиностроение, 1984. – 97 с.

39. Венгеров И.А., Пинт А.А., Чебышев А.Е. Повышение надежности

- водителя - важный резерв безопасности движения. - М.: Транспорт, 1987. - 48 с.
40. Кременец Ю.А. Технические средства организации дорожного движения. - М.: Транспорт, 1990. - 255 с.
41. Печерский М.П., Хорович В.Г. Автоматизированные системы управления дорожным движением. – М.: Транспорт, 1979. – 175 с.
42. Васильев А.П., Фримштейн М.И. Управление движением на автомобильных дорогах. – М.: Транспорт, 1979.- 295 с.
43. Ветлинский В.Н., Осипов А.В. Автоматические системы управления движением автотранспорта. – Л.: Машиностроение, 1986. – 215 с.
44. Гуревич Л.В., Рушевский П.В. Управление движением на улицах и дорогах. – М.: Транспорт, 1975. – 198 с.
45. Дрю Д., Теория транспортных потоков и управление ими: Пер. с англ. – М.: Транспорт, 1972. – 424 с.
46. Вол М., Мартин Б. Анализ транспортных систем. – М.: Транспорт, 1981. – 516 с.
47. Клинковштейн Г.И., Афанасьев М.Б. Организация дорожного движения. – М.: Транспорт, 1997. – 231 с.
48. Клинковштейн Г.И., Зырянов В.В., Масленников Р.Р. Энергетическая оценка транспортных потоков // Автомобильные перевозки, организация и безопасность движения. Сборник научных трудов МАДИ. – М., 1981. – С. 4-8.
49. Сильянов В.В. Теория транспортных потоков в проектировании дорог и организации движения. - М.: Транспорт, 1977. - 303 с.
50. Ливитин К.М. Безопасность движения автомобилей в условиях ограниченной видимости. – М.: Транспорт, 1986. – 166 с.
51. Залуга В.П. Оборудование автомобильных дорог для безопасности движения ночью. – М.: Транспорт, 1970. - 117 с.
52. Золотарь И.А. Повышение надежности автомобильных дорог. – М.: Транспорт, 1977. – 182 с.
53. Сильянов В.В. Транспортно-эксплуатационные качества автомобильных дорог. – М.: Транспорт, 1984. – 287 с.

54. Немчинов М.В. Сцепные качества дорожных покрытий и безопасность движения автомобиля. – М.: Транспорт, 1985. – 229 с.
55. Шевяков А.П. Организация движения на автомобильных магистралях. – М.: Транспорт, 1985. – 95 с.
56. Сигаев А.В. Проектирование улично-дорожной сети. – М.: Стройиздат, 1978. – 263 с.
57. Васильев А.П. Состояние дорог и безопасность движения автомобилей в сложных погодных условиях. – М.: Транспорт, 1976. – 224 с.
58. Васильев А.П. Проектирование дорог с учетом влияния климата на условия движения. – М.: Транспорт, 1986. – 248 с.
59. Интыков Т.С. Безопасность движения. – Калининград, 1982.-80 с.
60. Карась Ю.В. Транспортные потоки и безопасность движения на автомобильных дорогах. - Казань: КХТИ, 1987.-80 с.
61. Комаров Е.И. Основные направления обеспечения безопасности движения грузовых автомобилей в США и странах Западной Европы. - М.: Транспорт, 1991. - 43 с.
62. Гаврилов А.А. Моделирование дорожного движения. - М.: Транспорт, 1980.-190 с.
63. Красников А.Н. Закономерности движения на многополосных дорогах. - М.: Транспорт, 1988.-108 с.
64. Пропускная способность автомобильных дорог / Лобанов Е.М. и др. – М.: Транспорт, 1970. – 152 с.
65. Четверухін Б.М., Радкевич С.Д., Куницька О.М. Оптимізація рухомого складу із застосуванням двоїчної задачі лінійного прогнозування // Вісник ТAU, НТУ. – 2000. - № 4. – С. 154-157.
66. Самойлов С.Д., Юдин В.А. Организация и безопасность городского движения. – М.: Высш. шк., 1972. – 100 с.
67. Богаченко В.М., Поштар О.М. Дослідження умов злиття груп автомобілів транспортного потоку за умов світлофорного регулювання // Автошляховик України. - № 3. – 1997. – С. 43-45.

68. Юдин В.А., Самойлов Д.С. Городской транспорт. – М.: Стройиздат, 1975. – 287 с.
69. Хомяк Я.В. Организация дорожного движения.–К.,1986.–271с.
70. Lohse D. Aggregierte oder disaggregierte Modelle in der territorialen, insbesondere städtischen Verkehrsplanung // Die Strasse. Zeitschrift für Forschung und Praxis Des Strassenwesens. – Berlin, 1983 № 11. – s. 323-328.
71. Voigt W. Modellvarianten zur Berechnung verkehrsmittelbezogener Personenverkehrsströme einzelner Verkehrsbezirke // Die Strasse. Zeitschrift für Forschung und Praxis Des Strassenwesens. – Berlin, 1985 № 8. – s. 225-231.
72. Fulczyk A.G. Spezielle Probleme zum algorithmischen System FUT // Die Strasse. Zeitschrift für Forschung und Praxis Des Strassenwesens. – Berlin, 1982 № 7. – s. 227-230.
73. Pitloun R. und andere. Rechnergestützte Planung (CAP) im Straßenwesen // Die Strasse. Zeitschrift für Forschung und Praxis Des Strassenwesens. – Berlin, 1988 № 3. – s. 68-71.
74. Rixmann W. und andere. Berichte über heutige Motoren- und Fahrzeugentwicklung // Automobiltechnische Zeitschrift.- Stuttgart: BEHR, 1973 №11. – s. 415-417.
75. Richter H. Die Verkehrskonfliktanalyse mit ihren Möglichkeiten zur Beurteilung der Straßenverkehrssicherheit // Die Strasse. Zeitschrift für Forschung und Praxis Des Strassenwesens. – Berlin, 1988 № 3. – s. 65-68.
76. Pleszczyński W. und andere. Steuerfehler unter Schwingungseinfluß. //Automobiltechnische Zeitschrift.- Stuttgart: BEHR, 1973 №8. – s. 281-283.
77. Кац А.В. Дорожное проектирование в условиях неполной информации. – М.: Транспорт, 1985. – 229 с.
78. Могила В.П., Давыдов Л.Н., Конек Ю.С. Предупреждение ДТП на автомобильном транспорте. – М.: Транспорт, 1977.-179 с.
79. Клинковштейн Г.И., Луковецкий М.А. Организация работы службы безопасности движения на автомобильном транспорте. – М.: МАДИ,1982.–72 с.
80. Дзюба П.Я. Безопасность движения автомобилей и мотоциклов. – К.:

Урожай, 1982. – 77 с.

81. Редзюк А.М. Безпека дорожнього руху: аналіз, завдання та шляхи вирішення. // Автошляховик України № 2 (164), 2001. - С. 14-18.

82. Ройтман Б.А., Суворов Ю.Б., Суковицин В.И. Безопасность автомобилей в эксплуатации. - М.: Транспорт, 1987.-207 с.

83. Кузнецов Е.С. Исследование эксплуатационной надежности автомобилей. – М.: Транспорт, 1988. – 152 с.

84. Кузнецов Е.С. Техническое обслуживание и надежность автомобилей. М.: Транспорт, 1972. - 224 с.

85. Техническое состояние транспортных средств и безопасность движения / В.И. Суковицын и др. - М. Транспорт, 1991. - 60 с.

86. Иванов В.Н. Об управлении организацией и безопасностью дорожного движения // Управление безопасностью движения на автомобильном транспорте: Сб. науч. тр. НИИАТ / Под ред. А.И. Корнеева. - М., 1981.- С 14-18.

87. Еремина В.М. Математические аспекты исследования системы «Водитель – автомобиль – дорога – окружающая среда» // Актуальные вопросы повышения безопасности дорожного движения: Сб. науч. тр. / Гос. ком. СССР МАДИ. - М., 1988. – С. 4 - 8.

88. Кожуховська Н.І. Забезпечення безпеки дорожнього руху шляхом адаптації водіїв до його складних умов: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.22.01 / Нац. трансп. ун-т. – К., 2001. – 18 с.

89. Немцов Ю.М., Майборода О.В. Эксплуатационные качества автомобиля регламентированные требованиями безопасности движения. М. Транспорт, 1977.-140 с.

90. Королев Н.К. Обеспечение эксплуатационной надежности автотранспортных средств. - Кишинев: Картя Молдовеняскэ, 1988. - 233 с.

91. Кузнецов Е.С. Техническая эксплуатация автомобилей. - М.: Транспорт, 1991.-413 с.

92. Дудніков О.М. Енергетичний підхід до аналізу безпеки руху

- транспортного потоку // Автошляховик України. – 2003. - № 2 (172). – С. 22-25.
93. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е., Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
94. Гришкевич А.И. Автомобили. Теория. – Минск: Высшая школа, 1986. – 207 с.
95. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 271 с.
96. Власов А.Д., Мудрин Б.П. Единицы физических величин в науке и технике: Справочник. – М.: Энергоатомизда, 1990. – 176 с.
97. Лукошявичене О.В. Моделирование дорожно-транспортных происшествий. – М.: Транспорт, 1988. – 93 с.
98. Гаврилов А.А. Моделирование дорожного движения. – М.: Транспорт, 1980. – 189 с.
99. Безбородова Г.Б. и Галушко В.Г. Моделирование движения автомобиля. Киев: Вища школа, 1978. - 168 с.
100. Лукин П.П. Конструкция и расчет автомобиля. – М.: Транспорт, 1983. – 340 с.
101. Гришкевич А.И. Проектирование трансмиссии автомобиля. – М.: Транспорт, 1984. – 272 с.
102. Дудніков О.М. Розробка й розвиток оціночних показників рівномірності руху транспортних потоків // Безпека дорожнього руху України. Науково-технічний вісник. – МВС України, 2002. - № 2 (13). – С. 120-124.
103. Білятинський О.А., Ігнатов С.Л., Старовойда В.П. Проектування оптимальної мережі автомобільних доріг // Безпека руху України: Науково-технічний вісник. – 2002. - № 1 (12). – С. 47-56.
104. Автомобильные перевозки и организация дорожного движения: Справочник: Пер. с англ. / В.У. Ренкин, П. Клафи, С. Халберт и др. – М.: Транспорт, 1981. – 592 с.
105. Капитанов В.Т. Управление транспортными потоками в городах. – М.: Транспорт, 1985. – 92 с.

106. Коршаков И.К. Автомобиль и пешеход: анализ механизма наезда. – М.: Транспорт, 1988. – 141 с.
107. Дудников А.Н. Энергетические характеристики системы безопасности движения транспортного потока // Безпека дорожнього руху України. Науково-технічний вісник. – МВС України, 2002. - № 3(14). – С. 63-67.
108. Краткий автомобильный справочник / Гос. науч.-исслед. ин-т автомоб. трансп. – М.: Транспорт, 1983. – 220 с.
109. Галушко В.Г. Случайные процессы и их применение на автотранспорте. – К.: Вища школа, 1980. – 272 с.
110. Михайленко В.И., Четверухин Б.М. Управление движением на автомобильных дорогах. – К.: Урожай, 1992. – 200 с.
111. Полищук В.П. Проектирование автоматизированных систем управления движением на автомобильных дорогах. – К.: КАДИ, 1983. – 94 с.
112. Кочетов В.М., Печерский И.П., Андреев Т.М. Технические системы обеспечения безопасности дорожного движения. - М.: Транспорт, 1990.-351 с.
113. Якушин Л.А. Концепция обеспечения безопасности дорожного движения с использованием систем управления. - М.: Транспорт, 1991.-60 с.
114. Федоров В.И. Аэроизыскания автомобильных дорог и мостовых переходов. – М.: Транспорт, 1975. – 200 с.
115. Федоров В.И., Румянцев Д.Г. Инженерные аэроизыскания автомобильных дорог. – М.: Транспорт, 1984. – 240 с.
116. ДСТУ 2586-94 Знаки дорожні. Загальні технічні умови. Правила застосування. – К. 1994. - 76 с.
117. ДСТУ 2935-94 Безпека дорожнього руху. Терміни та визначення. – К.: Держстандарт України, 1994. – 16 с.
- 118.** Дудніков О.М. Формування й експериментальне обґрунтування системи оцінки рівня безпеки руху енергетичними характеристиками транспортного потоку // Безпека дорожнього руху України. Науково-технічний вісник. – МВС України, 2003. - № 1-2. –С. 63-72.