

## Лабораторна робота №1

### МОДЕЛЮВАННЯ ГАЛЬМІВНОГО ШЛЯХУ АВТОМОБІЛЯ ПРИ ЕКСТРЕНОМУ ГАЛЬМУВАННІ З АНТИБЛОКУВАЛЬНОЮ СИСТЕМОЮ

Мета роботи: визначити параметри руху автомобілів в гальмовому режимі при роботі АБС

#### Теоретичні відомості

##### Вступ

Суттєві зміни соціально-економічних та політичних аспектів життя, процес європейської інтеграції України зумовили суттєве збільшення автотранспортного парку країни. Внаслідок цього значно посилилась інтенсивність руху на автошляхах держави та збільшилась кількість дорожньо-транспортних пригод ДТП, що поставило перед Україною цілий комплекс нових завдань, спрямованих на підвищення безпеки руху.

Екстрені гальмування складають всього декілька відсотків від всіх гальмувань, проте саме вони визначають безпеку руху та вимоги до гальмівної ефективності [1, 2]. При цьому одним з оцінних показників гальмівних властивостей є гальмівний шлях автомобіля.

##### Аналіз публікацій

Гальмівний шлях транспортного засобу залежить як від початкової швидкості гальмування і дорожніх умов, так і від тривалості динамічної стадії процесу (часу, що пройшов з моменту дотикання до педалі гальм, до моменту досягнення сповільненням чи гальмівною силою максимальних значень). Для визначення величини гальмівного шляху на прямолінійній ділянці дороги використовуються залежності, запропоновані Я. Табореком, Норманом, В. Г. Розановим, О. Бодє, Д. П. Велікановим, М. Д. Артамоновим, І. Л. Крузе [1].

Формула, яка рекомендується в стандартах України для розрахунку гальмівного шляху [2]

$$S_r = \frac{V_0}{3,6} (t_c + 0,5t_n) + \frac{V_0^2}{26j_{ycm}}, \quad (1)$$

де  $V_0$  – початкова швидкість гальмування;  $t_c$  – час спрацьовування приводу гальм;  $t_n$  – час наростання сповільнення;  $j_{ycm}$  – усталене (максимальне) в процесі гальмування сповільнення.

Існуючі методи розрахунку гальмівного шляху базуються на припущенні, що при екстремому гальмуванні реалізується усталене сповільнення, яке рівне добутку прискорення сили тяжіння на коефіцієнт зчеплення, що відповідає 100% ковзанню шини по дорожній поверхні. Таке представлення виключає можливість розрахунку гальмівного шляху при гальмуванні без блокування коліс (наявності АБС).

**Метою даної роботи** є розробка математичної моделі розрахунку гальмівного шляху автомобіля при екстремому гальмуванні без блокування коліс (з антиблокувальною системою).

Розробка математичної моделі

Гальмування автомобіля в різних умовах має свої особливості. В залежності від нерівномірності дії гальмівних моментів, і у зв'язку з цим різними величинами дотичних, бічних і вертикальних реакцій на колесах, воно може тривати з різним сполученням заблокованих і незаблокованих коліс. Гальмівний шлях транспортного засобу залежить як від початкової швидкості гальмування, дорожніх умов, так і від тривалості стадій процесу.

Процес гальмування автомобільного колеса з блокуванням можна умовно розділити на дві стадії: динамічна (кочення без блокування) і статична (ковзання заблокованого колеса).

В динамічній стадії відбувається зростання гальмівної сили на колесі автомобіля від нуля до максимального значення, яке визначається зчіпними якостями коліс чи найбільшим тиском робочого тіла в гальмівному приводі. Тривалість динамічної стадії залежить від конструкції приводу, індивідуальних особливостей водія, зчіпних якостей коліс з дорогою.

Розглянемо процес екстремого гальмування автомобіля в загальному випадку, беручи до уваги те, що гальмування відбувається при від'єднаному двигуні. Кінетична енергія автомобіля, що поглинається під час одного гальмування, дорівнює

$$\Delta E_k = \frac{\delta \cdot G_a \cdot v_a^2}{2g}, \quad (2)$$

де  $v_a$  – швидкість на початку гальмування;  $\delta$  – коефіцієнт урахування обертових мас (при відключеному двигуні);  $G_a$  – вага автомобіля.

Коефіцієнт урахування обертових мас можна визначити за наступною формулою [3]

$$\delta = 1 + \frac{\sum I_k}{r_0^2} \cdot \frac{g}{G_a}, \quad (3)$$

де  $\sum I_k$  – сума приведених моментів інерції коліс автомобіля та пов'язаних з ними мас;  $r_0$  – динамічний радіус колеса автомобіля.

При гальмуванні без блокування коліс (гальмування з АБС) основна частина кінетичної енергії автомобіля перетворюється в тепло при терті в гальмівних механізмах. При відсутності АБС у гальмівному приводі перетворення механічної енергії автомобіля в теплову у динамічній стадії відбувається при терті фрикційного елемента гальмівної колодки об металеву поверхню барабану чи диску. Статична стадія характеризується заблокованими колесами, тому механічна енергія у даній стадії перетворюється у теплову при терті шин заблокованих коліс об дорожню поверхню.

Гальмування автомобіля без блокування коліс відбувається при коченні коліс автомобіля по дорожній поверхні з проковзуванням, яке визначається коефіцієнтом  $s$ .

На рис. 1 схематично показано процес гальмування автомобільного колеса без його блокування. Його гальмівний шлях  $S_2$  умовно можна поділити на відстань  $S_{ск}$ , яку колесо проходить при „чистому” коченні, та відстань  $S_{сч}$ , яку колесо проходить при ковзанні по

дорожній поверхні. Оскільки  $S_2 = \omega_k \cdot r_k \cdot t_2$ , а  $r_k = \frac{r_0}{1-s}$ , де  $r_0$  – радіус колеса у вільному режимі, а  $t_2$  – час гальмування, то

$$S_2 = \omega_k \cdot t_2 \cdot \frac{r_0}{1-s}. \quad (4)$$

Відстань, яку проходить загальмоване автомобільне колесо при коченні

$$S_{2к} = \omega_k \cdot r_0 \cdot t_2 = S_2 \cdot (1-s). \quad (5)$$

Відповідно, відстань, яку проходить колесо автомобіля в процесі гальмування при ковзанні

$$S_{2с} = S_2 - S_2 \cdot (1-s) = S_2 \cdot s. \quad (6)$$

Для того, щоб зупинити автомобіль при гальмуванні, необхідно створити сили опору руху, сума робіт яких кількісно повинна бути рівна сумі кінетичної та потенційної енергій автомобіля. Отже, загальний вигляд енергетичного балансу автомобіля при гальмуванні без блокування коліс можна подати наступним чином [4]

$$\Delta E \pm \Delta P = A_\tau + A'_\tau + A_f + A_\varphi + A_w, \quad (7)$$

де  $\Delta E$  – кількість кінетичної енергії автомобіля;  $\Delta P$  – зміна потенційної енергії автомобіля при русі на підйом чи спуск;  $A_\tau$  – робота сил тертя в гальмівних механізмах;  $A'_\tau$  – робота сил тертя в агрегатах трансмісії;  $A_f$  – робота сили опору кочення;  $A_\varphi$  – робота сили тертя ковзання в контакті коліс з дорогою;  $A_w$  – робота сили опору повітря.

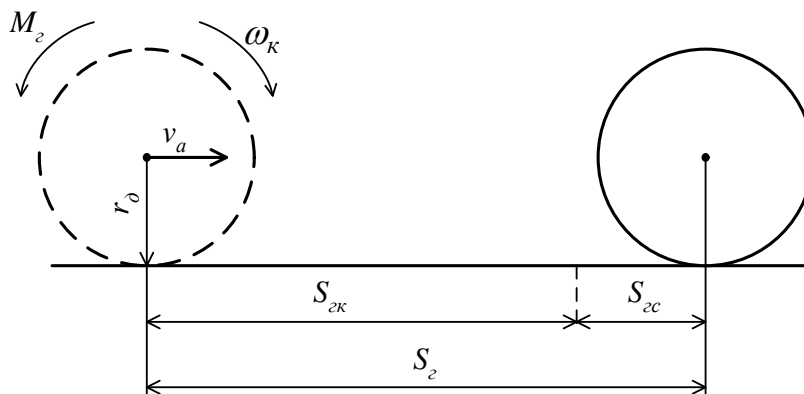


Рис. 1. Гальмування автомобільного колеса без блокування

Кількість енергії, яка витрачається на подолання підйому при гальмуванні

$$\Delta P = G_a \cdot \sin \alpha \cdot S_2 = G_a \cdot i \cdot S_2, \quad (8)$$

де  $i = tg \alpha = h/s$ , де  $\alpha$ ,  $h$ ,  $s$  – відповідно кут величини ухилу, висота підйому і довжина його по горизонталі.

При гальмуванні на горизонтальній ділянці дороги  $\Delta P = 0$ .

Будь-яку роботу, що входить до рівності (7), можна визначити як добуток середньої величини прикладеної сили на переміщення, протягом якого діяла ця сила.

Зі збільшенням проковзування коліс автомобіля роботи сил  $A_\tau$ ,  $A'_\tau$ ,  $A_f$  будуть зменшуватися, а при  $s = 1$  („юз”) дорівнюють нулю. При цьому залишається лише робота сил опору повітря та сил тертя ковзання шин автомобіля по дорожній поверхні.

Роботу сил тертя в гальмівних механізмах можна визначити за формулою

$$A_\tau = \sum_{i=1}^n \frac{M_{zi}}{r_\partial} \cdot (1-s_i) \cdot S_2, \quad (9)$$

де  $M_{zi}$  – гальмівний момент на  $i$ -му колесі автомобіля;  $s_i$  – повздовжнє проковзування на  $i$ -му колесі автомобіля.

Робота сил тертя в агрегатах трансмісії [3]

$$A'_\tau = \frac{M_r}{r_\partial} \cdot (1 - s_{cp}) \cdot S_\tau, \quad (10)$$

де  $M_r$  – середній момент сил опору в трансмісії;  $s_{cp}$  – середнє арифметичне значення повздовжніх проковзувань ведучих коліс автомобіля.

Робота сили опору кочення має незначний вплив на процес гальмування на малих швидкостях, завдяки малому значенню коефіцієнта опору коченню. Зі збільшенням швидкості руху він збільшується. Робота сили опору кочення коліс при гальмуванні без блокування може бути розрахована за формулою

$$A_f = \sum_{i=1}^n G_{ki} \cdot f_i \cdot (1 - s_i) \cdot S_\tau, \quad (11)$$

де  $G_{ki}$  – нормальне навантаження на  $i$ -те колесо;  $f_i$  – коефіцієнт опору кочення для  $i$ -го колеса автомобіля.

Роботу сил тертя ковзання в контактї шин з дорогою, з врахуванням перерозподілу ваги автомобіля опишемо наступною залежністю

$$A_\varphi = \sum_{i=1}^n R_{zi} \cdot \varphi_{xi} \cdot s_i \cdot S_\tau, \quad (12)$$

де  $R_{zi}$  – нормальна реакція на  $i$ -те колесо автомобіля;  $\varphi_{xi}$  – коефіцієнт повздовжнього зчеплення  $i$ -го колеса автомобіля.

Щодо роботи сили опору повітря, то на малих швидкостях (до 40 км/год) її частка в загальному балансі сил опору руху незначна. Однак, в діапазоні високих швидкостей сила опору повітря зростає пропорційно квадрату швидкості і повинна враховуватись.

Визначити роботу сили опору повітря можна з наступної залежності [4]

$$A_w = P_{wcp} \cdot S_\tau, \quad (13)$$

де  $P_{wcp}$  – середнє значення сили опору повітря при гальмуванні автомобіля на шляху  $S_\tau$ .

З теорії автомобіля відомо, що

$$P_w = 0,5 \cdot c_x \cdot \rho_n \cdot F \cdot v_w^2 = k_n \cdot F \cdot v_w^2, \quad (14)$$

де  $c_x$  – коефіцієнт аеродинамічного (лобового) опору;  $\rho_n$  – густина повітря (згідно з ГОСТ 4401-81, на рівні моря  $\rho_n = 1,225$  кг/м<sup>3</sup>);  $k_n$  – коефіцієнт опору повітря;  $F$  – площа міделя або лобова площа, яка рівна площі проекції автомобіля на площину, перпендикулярну його повздовжній осі;  $v_w$  – відносна швидкість повітря.

При русі автомобіля в нерухомому повітряному середовищі відносна швидкість повітря  $v_w = v_a$ . При присутності вітру відносна швидкість  $v_w$  дорівнює геометричній сумі швидкостей  $v_a$  автомобіля і  $v_\beta$  вітру (рис. 2)

$$v_w = \sqrt{v_a^2 + v_\beta^2 + 2v_a v_\beta \cos \beta}, \quad (15)$$

де  $\beta$  – кут між напрямком вітру і повздовжньою віссю (лінія  $I-I$ ) автомобіля.

Середнє значення сили опору повітря при екстремому гальмуванні до зупинки знаходимо, користуючись властивістю визначеного інтегралу „теореомою про середнє”, тоді

$$P_{wcp} = \frac{1}{0 - v_{w0}} \int_{v_{w0}}^0 k_n F v_w^2 dv_w = \frac{1}{3v_w} k_n F v_w^3 \Big|_0^{v_{w0}} = \frac{1}{3} k_n F v_{w0}^2, \quad (16)$$

де  $v_{w0}$  – відносна швидкість повітря в момент натискання на педаль гальм.

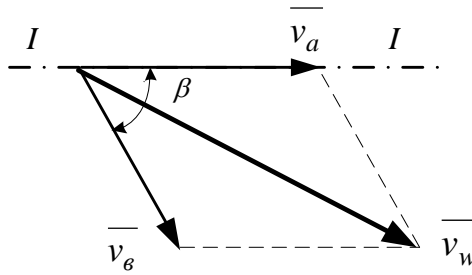


Рис. 2. Схема додавання швидкостей вітру та руху автомобіля

Користуючись (16), формулу (14) можна записати наступним чином

$$A_w = \frac{1}{3} k_n F v_{w0}^2 \cdot S_z, \quad (17)$$

Отже, енергетичний баланс автомобіля при екстремому гальмуванні у випадку кочення коліс без блокування прийме наступний вигляд

$$\frac{\delta \cdot G_a \cdot v_a^2}{2g} = \sum_{i=1}^n \frac{M_{zi}}{r_o} \cdot (1 - s_i) \cdot S_z + \sum_{i=1}^n R_{zi} \cdot \varphi_{xi} \cdot s_i \cdot S_z + \frac{1}{3} k_n \cdot F \cdot v_{w0}^2 \cdot S_z + \sum_{i=1}^n G_{ki} \cdot f_i \cdot (1 - s_i) \cdot S_z + \frac{M_r}{r_o} \cdot (1 - s_{cp}) \cdot S_z \pm G_a \cdot i \cdot S_z, \quad (18)$$

Із залежності (18) можна вивести формулу для визначення гальмівного шляху автомобіля при гальмуванні без блокування коліс

$$S_z = v_a \cdot (\tau_{cn} + 0,5\tau_n) + \frac{\delta \cdot G_a \cdot (v_a - 0,5\tau_n \cdot j_{yem})^2}{2g \left( \sum_{i=1}^n \frac{M_{zi}}{r_o} \cdot (1 - s_i) + \sum_{i=1}^n G_{ki} \cdot f_i \cdot (1 - s_i) + \frac{1}{3} k_n \cdot F \cdot v_{w0}^2 + \dots \right)} \rightarrow \dots + \frac{M_r}{r_o} \cdot (1 - s_{cp}) + \sum_{i=1}^n R_{zi} \cdot \varphi_{xi} \cdot s_i \pm G_a \cdot i \quad (19)$$

Розрахунок гальмівного моменту при невідомій величині тиску робочого тіла в гальмівному механізмі, наведений у роботі [5], є придатним для розрахунку гальмівних моментів на колесах автомобілів, обладнаних АБС.

Для визначення моментів інерції обертових частин автомобіля використовують довідкові дані чи апроксимуючі залежності, отримані в результаті статистичної обробки експериментальних даних. У роботі [6] вказується, що ці залежності дають досить задовільний результат для розрахунків динаміки автомобіля на дорозі, оскільки середньоквадратична погрішність експериментального визначення моментів інерції методом крутильних коливань не перевищувала 2%.

З метою оцінювання адекватності запропонованої моделі розрахунку гальмівного шляху автомобілів, обладнаних АБС було виконане комп'ютерне моделювання за формулами (1) та (19), і за отриманими значеннями та результатами натурних експериментів виконаних в [7] побудовано графіки, подані на рис. 3, 4.

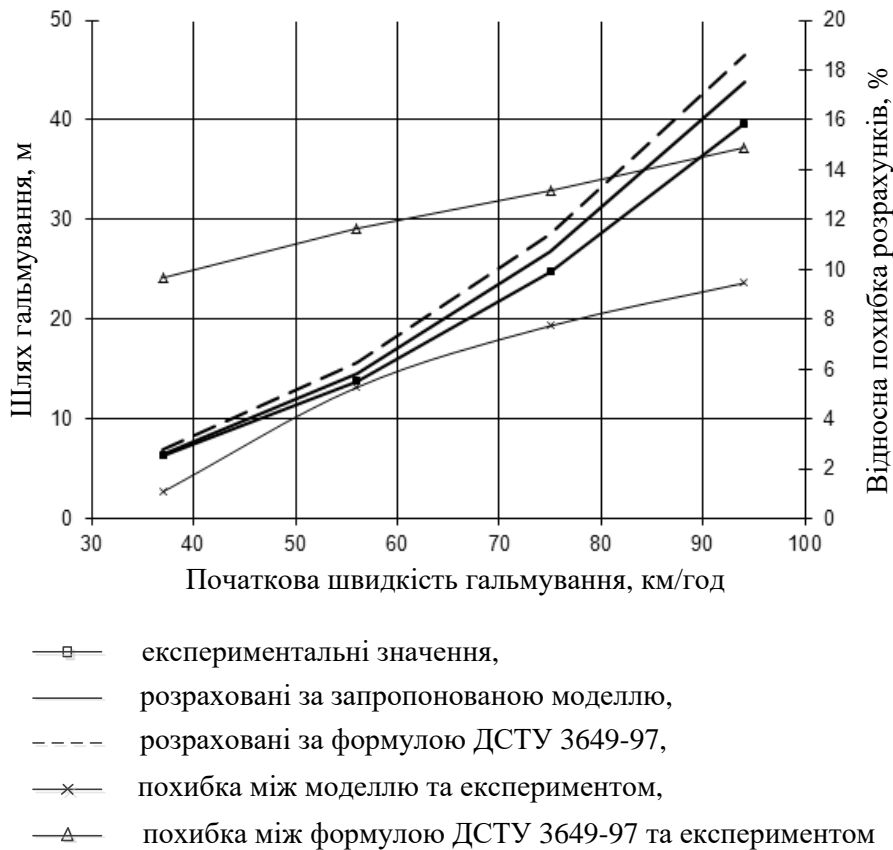


Рис. 3. Графік залежностей гальмівного шляху автомобіля Daewoo Lanos від початкової швидкості гальмування, у випадку гальмування на сухому асфальтобетоні

Аналіз отриманих результатів моделювання гальмівних властивостей автомобіля Daewoo Lanos показав, що при гальмуванні на сухому асфальтобетоні, максимальна відносна похибка розрахунку за запропонованою методикою склала 7,2%, у той час як формула, рекомендована ДСТУ 3649-97 дає 10,85%, у випадку гальмування на сухому асфальтобетоні автомобіля Daewoo Lanos (обладнаного АБС) – 10,22% відповідно (див. рис. 2, 3). У випадку гальмування на вологому асфальтобетоні максимальна похибка при розрахунку за запропонованою моделлю не перевищує 10,92%, у той час як за нормативною – 19,31%. Загалом величина похибки збільшується зі збільшенням початкової швидкості гальмування, що є природнім явищем.

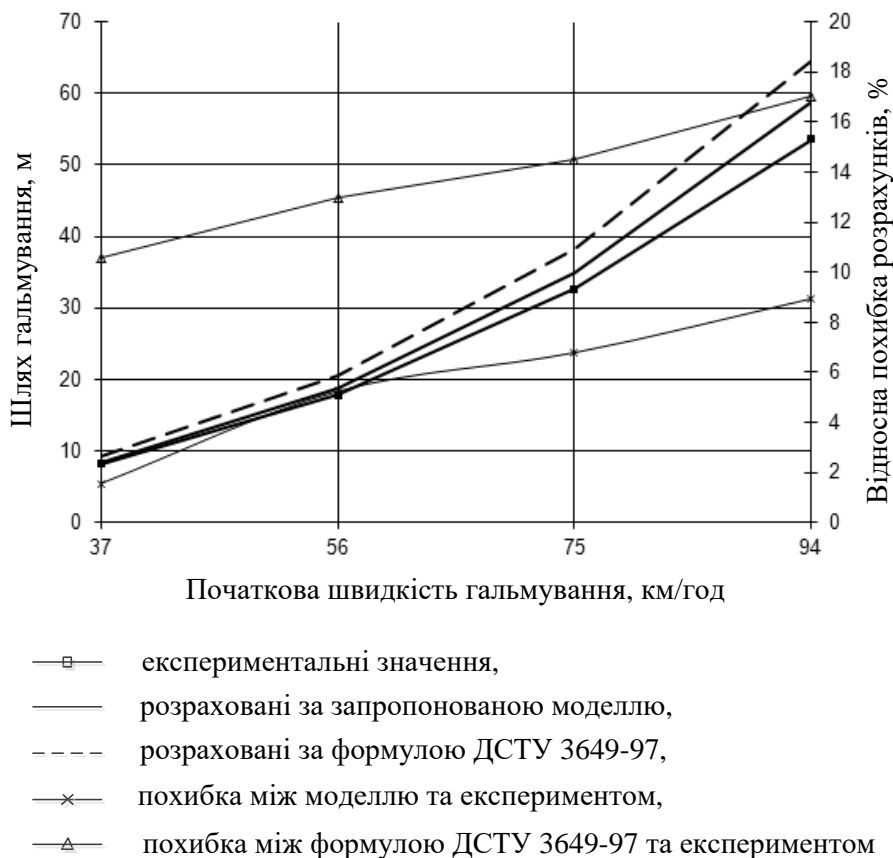


Рис. 4. Графік залежностей гальмівного шляху автомобіля Daewoo Lanos від початкової швидкості гальмування, у випадку гальмування на вологому асфальтобетоні

### Висновки

На відміну від нормативної формули, запропонована методика враховує особливості гальмування без блокування коліс (АБС). Вона також чутлива до дорожніх умов, в яких відбувається гальмування, та до ваги автомобіля, чого не можна сказати про формулу, рекомендовану в ДСТУ 3649-97. Слід також зауважити, що при розрахунку за формулою ДСТУ, підставлялися значення коефіцієнта зчеплення, які розраховані за моделлю запропонованою в [7], що наблизило розраховані значення гальмівного шляху по формулі ДСТУ та по залежності (19).

Запропонована математичною моделлю розрахунку гальмівного шляху дозволяє оцінювати гальмівну ефективність автомобілів, обладнаних антиблокувальними системами.

1. М.А. Подригало. Маневренность и тормозные свойства колесных машин. / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый, А.А. Бобошко. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 403с.

2. ДСТУ 3649-97. Засоби транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю; Введ. 01.01.99. – К.: Вид-во стандартів, 1997. – 18с.

3. 6. Волков В.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля / Волков В.П. – Харків: ХНАДУ, 2003. – 292 с.

4. 9. Вопросы динамики торможения и рабочих процессов тормозных систем автомобилей / [Генбом Б.Б., Гудз Г.С., Демьянюк В.А. и др.] – Львов: «Вища школа», 1974. – 236 с.

5. 10. Гецович Е.М. Синтез алгоритма функционирования адаптивной тормозной системы / Гецович Е.М. // Механіка та машинобудування. – 1997. – №1. – С. 44-51.

6. Иванов С.Н. Аппроксимирующие зависимости для определения моментов инерции / Иванов С.Н., Баженов П.И. // Автомобильная промышленность. – 1992. – Вып. 10. - С. 19 – 20.

7. В. А. Кашканов. Інтелектуальна технологія ідентифікації коефіцієнта зчеплення при автотехнічній експертизі ДТП : монографія / В. А. Кашканов, В. М. Ребедайло, А. А. Кашканов, В.П. Кужель. – Вінниця : ВНТУ, 2011. – 129 с.

### **Порядок виконання роботи**

1. Вивчити:

- а) методику формування моделі гальмівного шляху автомобіля без блокування коліс (з АБС);
- б) методику визначення окремих параметрів вищезгаданої математичної моделі.

2. Записати :

- а) вихідні дані;
- б) побудову математичної моделі гальмівного шляху та визначення його оптимальної величини;
- в) аналіз виконаних розрахунків та висновки.



## Лабораторна робота №2

# ОПТИМІЗАЦІЯ ФУНКЦІОНУВАННЯ АВТОМОБІЛЬНИХ СИСТЕМ АДАПТИВНОГО ОСВІТЛЕННЯ

Мета роботи: побудувати математичну модель та визначити параметри керування автомобільними системами адаптивного освітлення заданого автомобіля.

### Теоретичні відомості

Дорожньо-транспортні пригоди (ДТП) виникають внаслідок порушення нормального функціонування системи “водій – транспортний засіб – дорога – середовище руху” [1, 2]. У темну пору доби головною причиною виникнення цих порушень є низька ефективність функціонування бортової системи освітлення автомобіля. Використання традиційного підходу до формування ідеальної системи освітлення призводить до необхідності зробити її багатофарною – фари дальнього, ближнього, середнього, бокового, протитуманного світла. Інший підхід – введення поняття адаптивних систем освітлення, які здатні прилаштовуватися до режиму руху і умов експлуатації автомобіля [3].

Основним критерієм при оцінці безпеки руху в темну пору доби є вибір швидкості руху, яка відповідає видимості [1, 3], адже у правилах дорожнього руху України (п. 12.2) зазначено, що в темну пору доби і в умовах недостатньої видимості швидкість руху повинна бути такою, щоб водій мав змогу зупинити транспортний засіб в межах відстані видимості дороги. Таким чином, якщо врахувати, що водій практично отримує тільки зорову (97-99%) і слухову (1-3%) інформацію про оточуючу обстановку, то можна зробити висновок, що безпека руху автомобіля в темну пору доби напряму пов’язана з тим, що водій бачить під час руху [4]. А на це в найбільшій степені впливає ефективність роботи фар автомобіля. Зі спеціальної літератури [1] відомо, що видимістю з місця водія є здатність бачити з місця водія дорожню обстановку на смузі руху транспортного засобу (ТЗ) і по обидві сторони від неї. Виникає необхідність розгляду питань освітлення переломів поздовжнього профілю дороги на кривій в плані. В зарубіжних джерелах досить багато уваги приділяється поворотним фарам, як засобу вирішення цього питання. Різноманітні конструкції систем активного переднього освітлення стають доступними завдяки трьом європейським виробникам автомобілів: Audi, BMW і Mercedes-Benz. Компанія Lexus також пропонує систему поворотних фар, як опцію на моделях RX, IS (починаючи зі швидкості 15-20 км/год. фари повертаються на 5 градусів в правому повороті і на 15 градусів в лівому, причому повертається тільки фара тієї сторони, в яку повертає автомобіль (рис. 1)). Автомобільна компанія Audi і корпорація Hella розробили адаптивне світло поворотних фар для використання на новій моделі Audi A8. Ця система має додаткову статично нерухому лампу, розташовану між фарами дальнього і ближнього світла в конструкції високорозрядної ксенонової фари. Додаткова лампа використовує рефлектор довільної форми і галогенну колбу, встановлену під кутом близько 15° відносно інших фар. Активна система поворотних фар Mercedes-Benz використовує бі-ксенонові проекторні електронні фари і електричний двигун для налаштування пристрою проектора. Фари контролюються модулем, який отримує сигнали про параметри руху транспортного засобу. Адаптивна система контролю світла BMW також має бі-ксенонові проекторні фари. Проектор обертається в межах від 15° назовні до 8° всередину. Керуючий модуль системи отримує показники про швидкість транспортного засобу, кут повороту рульового колеса, бокове прискорення і дані з навігаційної системи BMW [4]. У автомобілів Citroen поворотні бі-ксенонові фари контролюються електронним блоком і направляються в ту сторону (вправо/вліво до 15 градусів), куди водій повертає руль. Також можливий варіант, коли ксенонові поворотні фари доповнюють протитуманні фари з функцією «Бокове світло». На автомобілях Volvo активні поворотні фари з технологією Dual Xenon збільшують освітлену частину дороги в порівнянні зі звичайними галогенними фарами на 230 відсотків.

Використовуючи лампи з електроприводом, які повертаються до 15 градусів в будь-яку сторону, ця технологія підвищує освітленість дороги за поворотом на 90 відсотків (рис. 2).

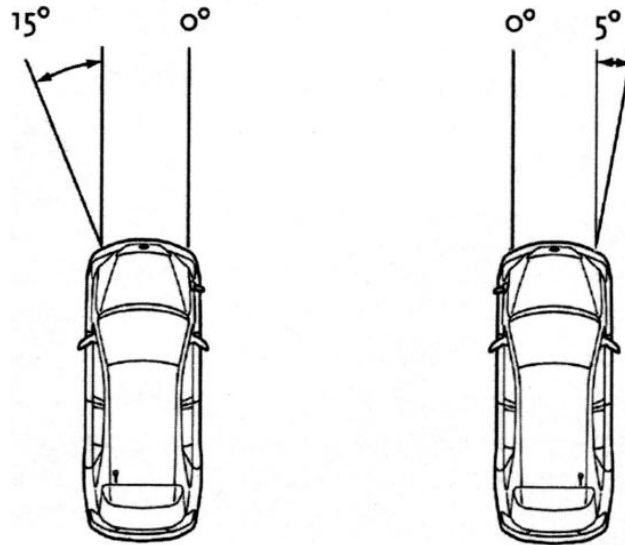


Рисунок 1 – Кути повороту фар

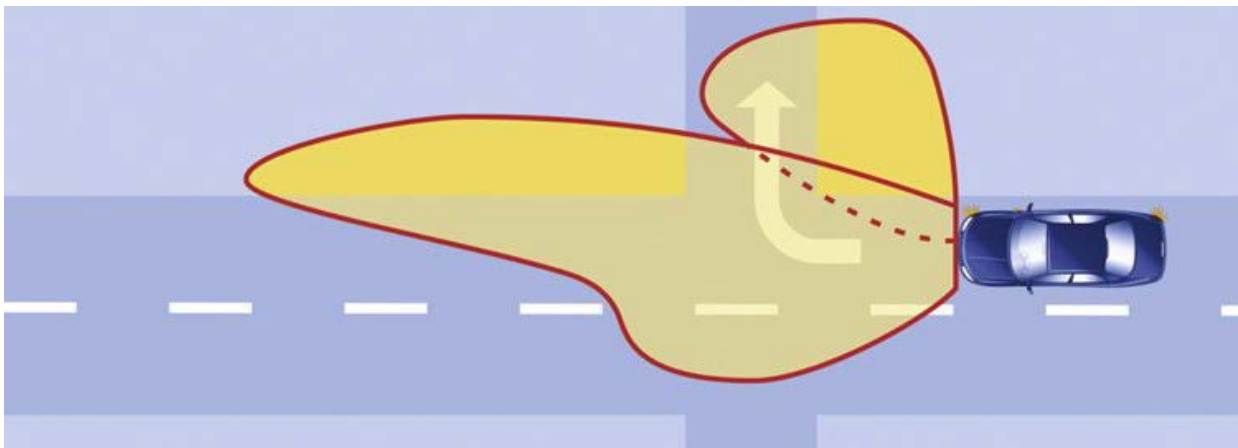


Рисунок 2 – Результат застосування поворотних фар

Тобто можна зробити висновок, що за останні роки провідні автомобільні компанії активно займаються розробками передових систем головного освітлення, стає зрозуміла актуальність даного питання. Оптимізація роботи системи поворотних фар не можлива без її розгляду з математичної точки зору. Тому метою роботи є постановка задачі визначення аналітичних залежностей кутів повороту фар.

#### **Результати досліджень.**

На працездатність фар впливає дві групи факторів: внутрішні, залежні від завантаження, технічного стану автомобіля і його підсистем та зовнішні, обумовлені умовами навколишнього середовища (рис. 3). В математичному вигляді це можна представити так [5-6]:

$$S_a = f(\delta, \rho, J_{\alpha\beta}, \alpha, \beta, \hat{E}_{\delta\alpha\beta}, B_a, \gamma, S). \quad (1)$$

Як видно зі схеми (рис. 3), внутрішні і зовнішні фактори можна розділити на дві самостійні підгрупи: “автомобіль – фари” і “водій – середовище”.

В даній статті основна увага приділена саме підгрупі “автомобіль – фари”, а саме кутам розсіювання фар автомобілів.

Отже на автомобілі має бути система, яка адаптується до макрогеометрії доріг. Для початку слід виявити раціональні кути повороту фари з різним світлорозподілом, а також методику

визначення вихідних даних. При визначенні раціонального кута повороту фари необхідно враховувати вимоги безпеки руху, які пов'язані з аналізом допустимих швидкостей руху в реальних дорожніх умовах (геометрія, якість і стан доріг).

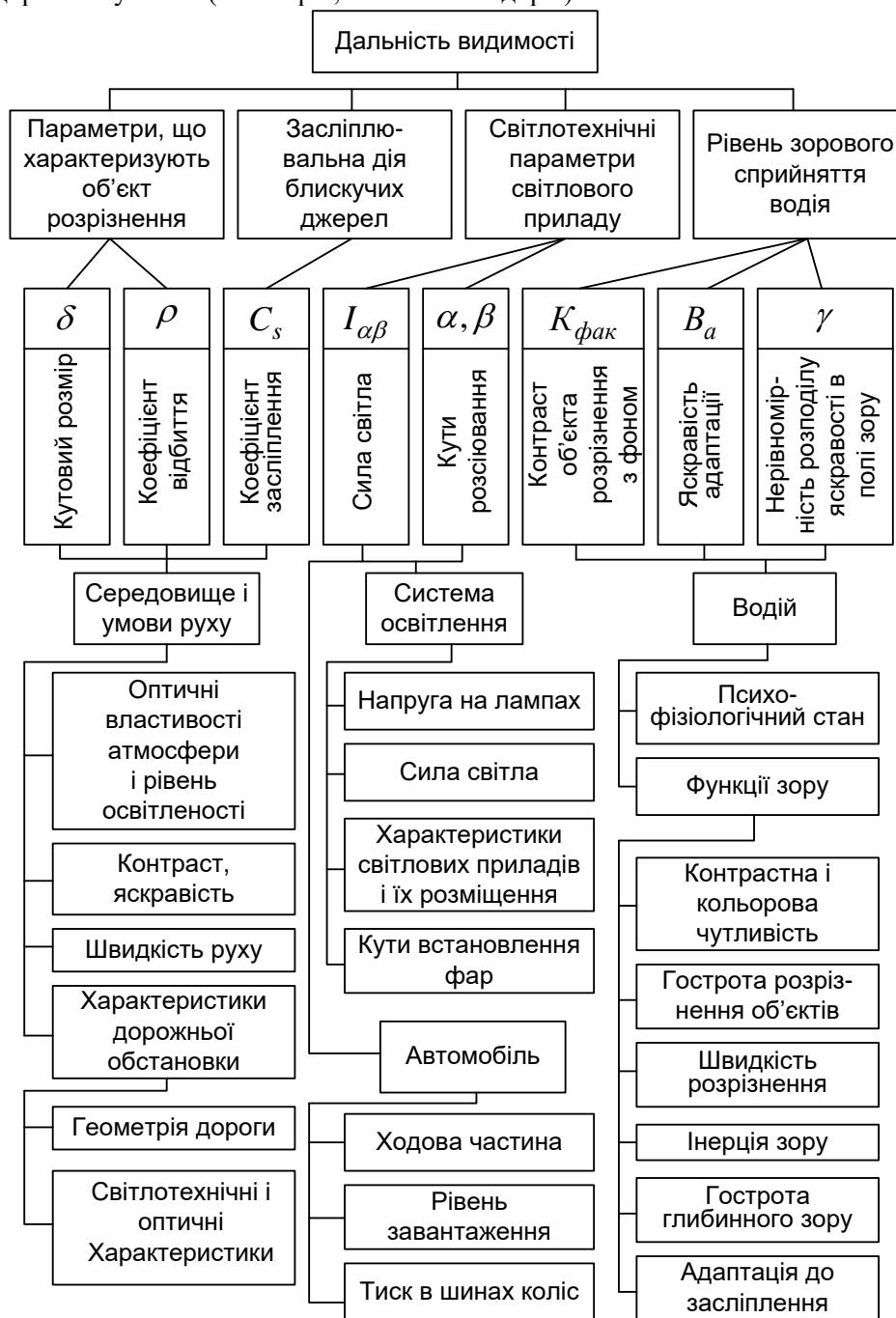


Рисунок 3 – Структурна схема якісних і кількісних показників впливу на дальність видимості

Максимально допустима швидкість руху на повороті дороги може бути визначена за формулою [7]:

$$V_d = \sqrt{127 \cdot R \cdot (\mu \pm i)}, \quad (2)$$

де  $V_d$  – допустима швидкість, км/год.;  $R$  – радіус дорожнього заокруглення (з урахуванням ширини проїзної частини), м;  $\mu$  – коефіцієнт поперечної сили, що діє на автомобіль ( $\mu \approx 0,15 \div 0,16$ );  $i$  – поперечний ухил дороги.

Розглянемо випадок, коли траєкторія руху ТЗ близька до кола (рис. 4), можна вважати, що границя видимості, яка створюється світлом фар автомобіля, повинна проходити вздовж хорди ( $a-b$ ). Хорда ( $a-b$ ) стягує частину кола, яка дорівнює шляху зупинки автомобіля.

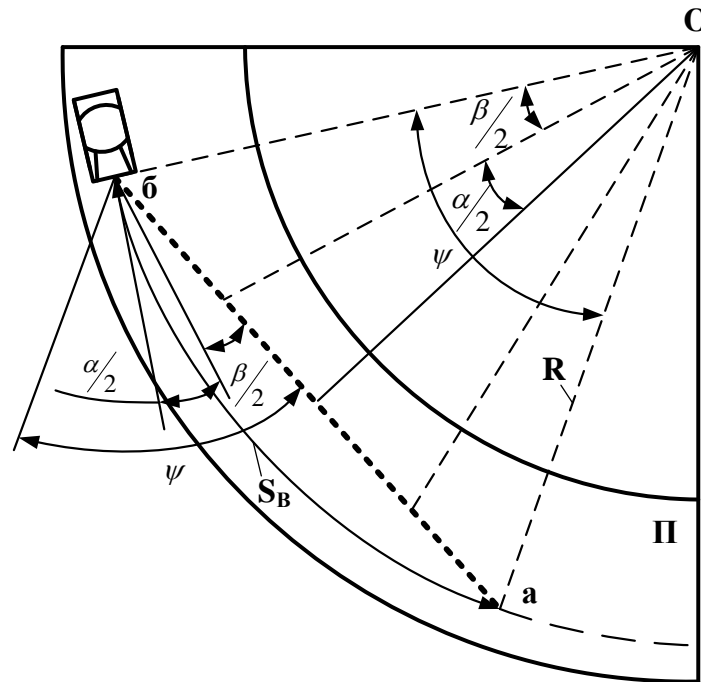


Рисунок 4 – Схема траєкторії руху автомобіля на заокругленні (до визначення кутів повороту фар)

В даному випадку для розрахунків необхідної відстані видимості слід використати рівність:

$$S_A = S_C + S_0. \quad (3)$$

Також, вважаючи, що для забезпечення безпечних режимів руху освітленість об'єкта повинна бути забезпечена на відстані зупиночного шляху автомобіля ( $S_B = S_3$ ), мінімальну необхідну силу світла фар можна визначити за формулою [8]:

$$I = E \cdot S_3^2,$$

або

$$I = E \cdot \left[ \left( (t_1 + t_2 + 0,5 \cdot t_3) \cdot \frac{V_a}{3,6} + \frac{V_a^2}{26 \cdot g \cdot \left( \frac{\phi}{K_e} \cos \alpha \pm \sin \alpha \right)} \right)^2 \right], \quad (4)$$

де  $t_1$  – час реакції водія, с;  $t_2$  – час запізнювання спрацьовування гальмової системи, с;  $t_3$  – час наростання сповільнення при гальмуванні, с;  $V_a$  – швидкість руху автомобіля, км/год.;  $j$  – сповільнення при гальмуванні, м/с<sup>2</sup>:

$$j = g \cdot \left( \frac{\phi}{K_e} \cos \alpha \pm \sin \alpha \right), \quad (5)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $\phi$  – коефіцієнт зчеплення з дорожнім покриттям;  $K_e$  – коефіцієнт ефективності гальмування;  $\alpha$  – кут поздовжнього нахилу дороги, ° (знак «+» у

формулі приймається при рухові транспортного засобу на підйом, а знак «-» – при рухові на спуск).

Отже, так як смуга руху автомобіля проходить вздовж кола, то для необхідної відстані видимості справедливий також наступний вираз:

$$S_A = \frac{\pi \cdot R \cdot \psi}{180^\circ}, \quad (6)$$

де  $S_B$  – необхідна для забезпечення безпеки руху відстань видимості, м;  $S_3$  – повний шлях зупинки автомобіля, м;  $S_0$  – відстань від автомобіля, який зупинився, до виявленої перешкоди, м;  $\psi$  – центральний кут, що спирається на хорду, яка стягує ділянку  $S_B$ , °.

Неважко довести (див. рис. 4), що:

$$\psi = \alpha + \beta, \quad (7)$$

де  $\alpha$  – ефективний кут розсіювання променів фари в горизонтальній площині, °;  
 $\beta$  – мінімально необхідний подвійний кут повороту фари, °.

В свою чергу кут  $\alpha$  в залежності від допустимої швидкості руху автомобіля  $V_d$  і інших параметрів системи “автомобіль – дорога” можна визначити за формулою [3]:

$$\alpha = \arctg \left( \frac{254 \cdot \phi \cdot h}{V_d^2 \cdot K_E} \right), \quad (8)$$

де  $\phi$  – коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою;  $h$  – висота встановлення фари на автомобілі, м;  
 $K_E$  – коефіцієнт експлуатаційного стану гальм.

Прирівняємо праві частини виразів, після перетворень перейдемо до залежності для визначення раціонального кута повороту фари:

$$\beta = \frac{0,9 \cdot K_E \cdot \frac{(\mu \pm i)}{\phi} + \sqrt{127 \cdot R \cdot (\mu \pm i)} + 18}{0,01 \cdot \pi} - \alpha. \quad (9)$$

Враховуючи вираз (8), отримаємо:

$$\beta = \frac{0,9 \cdot K_E \cdot \frac{(\mu \pm i)}{\phi} + \sqrt{127 \cdot R \cdot (\mu \pm i)} + 18}{0,01 \cdot \pi} - \arctg \left( \frac{254 \cdot \phi \cdot h}{127 \cdot R \cdot (\mu \pm i) \cdot K_E} \right). \quad (10)$$

Іншим підходом до визначення кута повороту фари  $\beta$  є використання умови рівності відстані видимості шляхові зупинки автомобіля [7]:

$$S_B = S_0 = (t_1 + t_2 + 0,5 \cdot t_3) \cdot \frac{V_a}{3,6} + \frac{V_a^2}{26j} \quad (11)$$

Нехай  $\dot{O}$  – час, необхідний для приведення гальмової системи в дію, с:

$$T = t_1 + t_2 + 0,5 \cdot t_3. \quad (12)$$

Тоді, виходячи з залежностей (11-12), величина допустимої (безпечної) швидкості руху автомобіля  $V_d$  :

$$V_d = 3,6 \cdot j \cdot T \cdot \left( \sqrt{\frac{2S_B}{j \cdot T^2} + 1} - 1 \right). \quad (13)$$

В цьому випадку аналітичний вираз визначення кута повороту фари (10) можна записати в такому вигляді:

$$\beta = \frac{0,9 \cdot K_E \cdot \frac{(\mu \pm i)}{\phi} + V_d + 18}{0,01 \cdot \pi} - \arctg \left( \frac{254 \cdot \phi \cdot h}{V_d^2 \cdot K_E} \right);$$

або

$$\beta = \frac{0,9 \cdot K_E \cdot \frac{(\mu \pm i)}{\phi} + 3,6 \cdot j \cdot T \left( \sqrt{\frac{2S_B}{j \cdot T^2} + 1} - 1 \right) + 18}{0,01 \cdot \pi} - \arctg \left( \frac{254 \cdot \phi \cdot h}{\left( 3,6 \cdot j \cdot T \cdot \left( \sqrt{\frac{2S_B}{j \cdot T^2} + 1} - 1 \right) \right)^2 \cdot K_E} \right).$$

Отримана математична модель дозволяє оптимізувати діапазон значень кутів повороту фари в залежності від геометрії дорожнього заокруглення ( $R; i$ ), експлуатаційного стану автомобіля ( $\hat{E}_A; \mu$ ), відстані видимості ( $S_B$ ), а також стану дорожнього покриття ( $\phi$ ).

**Висновки.** На сьогоднішній день поворотні автомобільні фари, як правило, є складовими частинами (об'єднані в одному блоці з іншими елементами) адаптивних систем головного освітлення. На сучасному етапі розвитку автомобільного транспорту і з урахуванням підвищених вимог до активної безпеки поворотними фарами слід оснащувати автомобілі масового виробництва. Дослідження в даному напрямку дають змогу вдосконалювати систему освітлення автомобіля, підвищувати безпеку руху і впроваджувати сучасні розробки в автомобілебудування. Наведена математична модель дозволяє оптимізувати діапазон значень кутів повороту фари в залежності від геометрії дорожнього заокруглення, експлуатаційного стану автомобіля, відстані видимості, а також стану дорожнього покриття. Перспектива покращення засобів і методів підвищення видимості і безпеки руху на дорожніх заокругленнях в темну пору доби полягає в широкому використанні оптимізованих алгоритмів роботи поворотних автомобільних фар.

#### ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Использование специальных познаний в расследовании дорожно-транспортных происшествий / [Кривицкий А. М., Шапоров Ю. И., Фальковский В. В. и др.] : под общ. ред. : канд. техн. наук Кривицкого А. М. и канд. юрид. наук Шапорова Ю. И. – Мн. : Харвест, 2004. – 128 с. – ISBN 985-13-1859-0.
2. Кашканов А. А. Концептуальні засади підвищення ефективності автотехнічної експертизи ДТП / А. А. Кашканов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХП», 2015. – № 8 (1117). – С. 89–95.
3. Центр безпеки дорожнього руху та автоматизованих систем Державної автомобільної інспекції України, Аварійність на автошляхах України [електронний ресурс]. Режим доступу : <http://www.sai.gov.ua/ua/people/5.htm> (дата звернення 25.06.2015). – Назва з екрана.
4. Кужель В.П. Оцінка дальності видимості дорожніх об'єктів у темну пору доби при експертизі ДТП за допомогою нечіткої логіки / В. П. Кужель // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – 2008. – №41. – С. 91–95.
5. Волков В.П. Совершенствование методов автотехнической экспертизы при дорожно-транспортных происшествиях. Совершенствование методов автотехнической экспертизы при дорожно-транспортных происшествиях. Монография / В.П. Волков., В.Н. Торлин, В.М. Мищенко, Кашканов А.А., Кужель В.П. и др. Харьков.: ХНАДУ. 2010. – 476 с.
6. Кужель В.П. Методика зменшення невизначеності в задачах авто технічної експертизи ДТП при ідентифікації дальності видимості дорожніх об'єктів в темну пору доби : Монографія / В.П. Кужель, А.А. Кашканов, В.А. Кашканов. ВНТУ, 2010. – 200 с.

7. Кашканов А.А. Математична модель кута повороту автомобільної поворотної фари // А.А. Кашканов, В.П. Кужель. - Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. Выпуск 16 – Харьков: ХНАДУ. – 2005. – С 207 – 209.

8. Кужель В.П. Дослідження особливостей сприйняття дорожньої обстановки водієм в темну пору доби / В.П. Кужель // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія : Технічні науки. №3 (62), Том 2, 2012. – С. 94 – 101.

## **Порядок виконання роботи**

### **1. Вивчити:**

- а) методику визначення параметрів адаптивного освітлення автомобілів;
- б) методику оптимізації режимів роботи адаптивного освітлення АТЗ з врахуванням умов експлуатації за критерієм максимуму безпеки руху.

### **2. Записати :**

- а) вихідні дані;
- б) побудову математичної моделі та графічне її відображення;
- в) аналіз виконаних розрахунків та висновки.