

5. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: підручник. – К.: Арістей, 2004. – 476 с.
6. Данов Б. А. Электронные системы управления иностранных автомобилей. – М.: Горячая линия – Телеком, 2004. – 224 с.
7. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Основи екології» / Укл. А. О. Корпач, А. Г. Говорун, Л. П. Мержівська, М. І. Гуменчук: НТУ, 2006. – 44 с.

УДК 629.113 – 592

## АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ АВТОБУСА З ПРОТИКЛЮВАЛЬНОЮ СХЕМОЮ ПІДВІСКИ

Доктор технічних наук Дем'янюк В.А.,  
Дем'янюк Р.В.

*Запропонована методика і просторова математична модель для аналізу кутових і вертикального переміщень кузова автобуса при гальмуванні зі схемою підвіски, що знижує диферент кузова, та наведені рекомендації щодо вибору типу регуляторів гальмівних сил.*

*The Offered methods and spatial mathematical model for analysis angular and vertical moving the basket of the bus at braking with scheme of the lavalierie, reducing longitudinal corner of the slopping of the basket, and is brought recommendations at the option of the type regulator brake power.*

**Постановка проблеми.** Автотранспортні засоби (АТЗ), в тому числі і автобуси, під час гальмування нерідко рухаються по криволінійній траєкторії, що зумовлено кривизною дороги в плані, діями водія чи бортовою нерівномірністю дії гальм. При цьому відбувається повертання автобуса відносно вертикальної осі (курсний кут  $\gamma$ ), а також кутові переміщення кузова відносно осі диференту (кут диференту  $\theta$ ) та осі крену (кут крену  $\psi$ ), що можна дослідити за допомогою просторової математичної моделі. Кути диференту кузова не завжди відповідають динамічним навантаженням, які передаються через колеса на дорогу, що необхідно враховувати при виборі типу регулятора гальмівних сил (РГС). Рівень згаданої невідповідності залежить від кінематичної схеми підвіски, особливо, при її протиклювальному варіанті, що актуально для автобусів, в яких все частіше застосовується пневмопідвіска з поздовжніми важелями.

**Аналіз літератури.** Вплив кінематичної схеми підвіски на кути нахилу кузова при розгоні і гальмуванні автомобіля досліджувався в роботах [1], [2]. Проте ці дослідження виконані в припущенні статичної дії збурюючих сил, тому визначалися усталені значення кутів нахилу кузова і їх зміна в часі не досліджувалася. В роботі [3] запропонована спрощена математична модель для дослідження цих процесів, але самі дослідження не проводились.

**Невирішені частини проблеми.** Залишається не з'ясованим, як співвідносяться між собою вертикально-кутові переміщення кузова і динамічні навантаження на колеса в перехідній і усталеній фазах процесу гальмування при застосуванні протиклювальної схеми підвіски і як це врахувати при виборі способу регулювання гальмівних сил. Не досліджувались також згадані процеси при реалізації умов повної відсутності диференту кузова та його вертикального переміщення при гальмуванні.

**Мета статті.** Дослідити за допомогою просторової математичної моделі гальмуючого автобуса як впливає протиклювальна схема підвіски на зміну в часі кута диференту кузова, його вертикального переміщення і вертикальних динамічних навантажень на колеса при гальмуванні автобуса та узгодити це з вибором типу РГС.

**Основна частина.** Перебіг процесу гальмування автобуса в часі досліджувався за допомогою просторової 7-ми масової математичної моделі гальмуючого автобуса з 11-ма ступенями свободи, одержаній з моделі [4], створеній на підставі рівнянь Аппеля, в якій знехтувано динамічною підсистемою «кермове керування» і прийнято, що залежності  $\alpha_j(t)$  кутів повороту керованих коліс в часі однакові для лівого і правого коліс. Взаємодія коліс з дорогою у площині дороги описується неперервними функціями коефіцієнтів поздовжньої та поперечної сил, які залежать від сумарного проковзування коліс [5], а підсистема «підвіска» дає змогу відтворювати різні кінематичні схеми останньої. Рівняння математичної моделі мають вигляд:

$$M(\dot{V}_x - V_y \omega_z) + M_k h_k \dot{\omega}_y = -\sum_j^2 (X_{1j} \cos \alpha_{1j} - Y_{1j} \sin \alpha_{1j} + X_{2j});$$

$$M(\dot{V}_y + V_x \omega_z) + \mu^* \dot{\omega}_z - M_k h_k \dot{\omega}_x = -\sum_j^2 (X_{1j} \sin \alpha_{1j} + Y_{1j} \cos \alpha_{1j} + Y_{2j});$$

$$M_k \dot{V}_z - M_k h_k \dot{\omega}_y = \sum_i^2 \sum_j^2 \sum_l^3 F_{ijl} - M_k g + k_z \sum_j^2 (X_{1j} \cos \alpha_{1j} - Y_{1j} \sin \alpha_{1j} + X_{2j});$$

$$\begin{aligned} & J_x^* \dot{\omega}_x - M_k h_k (\dot{V}_y + V_x \omega_z) - M_k h_k x_k \dot{\omega}_z + (J_z - J_y) \omega_y \omega_z - J_{xz} \omega_x \omega_y = \\ & = \sum_i^2 \sum_l^3 \frac{B_l}{2} (F_{i1l} - F_{i2l}) - h_{\theta 1} \sum_j^2 (X_{1j} \sin \alpha_{1j} + Y_{1j} \cos \alpha_{1j}) - h_{\theta 2} \sum_j^2 Y_{2j} + M_k g h_{\theta}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & J_y^* \dot{\omega}_y + M_k h_k (\dot{V}_x - V_y \omega_z) - M_k x_k \dot{V}_z + (J_x - J_z) \omega_x \omega_z + J_{xz} (\omega_x^2 - \omega_z^2) = \\ & = \sum_i^2 \sum_l^3 (-a F_{1jl} + b F_{2jl}) + k_{\psi} h_g \sum_j^2 (X_{1j} \cos \alpha_{1j} - Y_{1j} \sin \alpha_{1j} + X_{2j}) + M_k g (h_{\psi} \psi + x_k); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & J_z^* \dot{\omega}_z + \mu^* (\dot{V}_y + V_x \omega_z) - M_k h_k x_k \dot{\omega}_x + (J_y - J_x) \omega_x \omega_y + J_{xz} \omega_y \omega_z = \\ & = -a \sum_j^2 Y_{1j} \cos \alpha_{1j} + b \sum_j^2 Y_{2j} + \frac{B_1}{2} (X_{11} \cos \alpha_{11} - X_{12} \cos \alpha_{12}) + \frac{B_2}{2} (X_{21} - X_{22}) + \sum_i^2 \sum_j^2 M_{\psi ij}; \end{aligned}$$

$$J_{yij} \dot{\omega}_{yij} = -M_{zij} + X_{ij} r_{\theta}; \quad \dot{X} = V_x \cos \gamma - V_y \sin \gamma; \quad \dot{Y} = V_x \sin \gamma + V_y \cos \gamma; \quad \dot{Z} = V_z; \quad \dot{\theta} = \omega_x; \quad \dot{\psi} = \omega_y; \quad \dot{\gamma} = \omega_z.$$

У цих рівняннях:  $X, Y, Z$  — поздовжнє, поперечне та вертикальне переміщення полюса  $C_1$  рухомої системи координат, зв'язаної з кузовом автобуса, відносно дороги;  $V_x$  і  $V_y$  — лінійні комбінації швидкостей  $\dot{X}$  і  $\dot{Y}$ ;  $M$  і  $M_k$  — маса автобуса та його кузова;  $\mu^*$  — коефіцієнт мас автобуса [4];  $X_{ij}, Y_{ij}$  — дотичні реакції, які діють в контактні колеса з дорогою і скеровані відповідно вздовж і перпендикулярно до площини його обертання [5] (при  $i=1,2$  мова йде відповідно про переднє та заднє колесо, а при  $j=1,2$  — про ліве та праве колесо);  $F_{ij\ell}$  — сили, які обумовлені наявністю пружних елементів ( $\ell=1$ ), амортизаторів ( $\ell=2$ ), сухого тертя ( $\ell=3$ ) у підвісці;  $J_x, J_y, J_z$  та  $J_{xz}$  — осеві та відцентрова складові тензору інерції кузова;  $J_x^*, J_y^*, J_z^*$  — зведені моменти інерції мас автобуса відносно координатних осей [4];  $h_{\theta 1}, h_{\theta 2}$  — параметри, які враховують вплив кінематичної схеми підвіски на розташування центрів крену передньої і задньої підвісок [6], а відтак і осі крену 1 (див. рис. 3);  $a, b$  — відстані від центру мас автобуса до передньої і задньої осей;  $h_g$  — відстань від центру мас кузова до поверхні дороги;  $x_k, h_k$  — координати центру мас кузова по відношенню до полюса рухомої системи координат;  $h_{\theta}, h_{\psi}$  — параметри, які враховують участь сили тяжіння  $M_k g$  на величину кутів  $\theta$  і  $\psi$  та залежать від кінематичних схем підвісок [6];  $B_i$  — колії коліс;  $M_{\psi ij}$  — стабілізуючі моменти пружних сил шин;  $J_{yij}$  — моменти інерції коліс відносно їх осей обертання;  $\omega_{yij}$  — кутові швидкості коліс;  $M_{r ij}$  — гальмівні моменти, що створюються колісними гальмівними механізмами;  $r_d$  — динамічний радіус колеса;  $k_{\psi}$  і  $k_z$  — коефіцієнти, які враховують вплив кінематичної схеми підвіски відповідно на кут диференту кузова та на його вертикальне переміщення і будуть розглянуті нижче.

Після зведення до форми Коші, система рівнянь інтегрувалася методом Рунге — Кутта 4-го порядку. В розрахунковому аналізі використані параметри мікроавтобуса масою 2700 кг. Гальмування здійснювалися з початкової швидкості  $V_0=16,67$  м/с при коефіцієнті зчеплення коліс з дорогою  $\phi=0,8$ .

Моделювання процесу гальмування з використанням просторової математичної моделі з еластичною підвіскою при коефіцієнті нерівності гальмівних моментів на передніх колесах  $K\gamma_1=20\%$  (рис. 1, а і рис. 2) показало, що вертикальні динамічні реакції  $G_{ij}$  на колесах автобуса, як і кути  $\psi, \theta$  і  $\gamma$ , мають коливальний характер зміни в часі.

У випадку невіднесеного кузова його коливання відсутні (рис. 1, б) і характер зміни вертикальних динамічних реакцій визначається лише зміною в часі сили інерції та відцентрової сили.

Розташування осей крену і диференту, відносно яких здійснюються відповідні коливання кузова, залежать від кінематичної схеми підвіски. При наявності в останній поздовжніх чи поздовжньо-поперечних важелів диферент кузова при гальмуванні може посилюватися або послаблюватися залежно від розташування центрів  $D_1$  і  $D_2$  (рис. 3) повороту напрямних пристроїв передньої та задньої підвісок. Якщо згадані центри розташовані між центрами  $A_1$  і  $A_2$  контактних площадок передніх і задніх коліс з дорогою (рис. 3), то це протиклювальний варіант кінематичної схеми підвіски, який зменшує кут диференту кузова при гальмуванні автобуса. Вісь диференту знаходиться на перетині двох площин, одна з яких проходить через точки  $A_1$  і  $D_1$  під кутом  $\gamma_1$  до поверхні дороги, а друга – через точки  $A_2$  і  $D_2$  під кутом  $\gamma_2$  до поверхні дороги. Центр диференту  $O$  знаходиться на перетині осі диференту з вертикальною поздовжньою площиною симетрії автобуса.

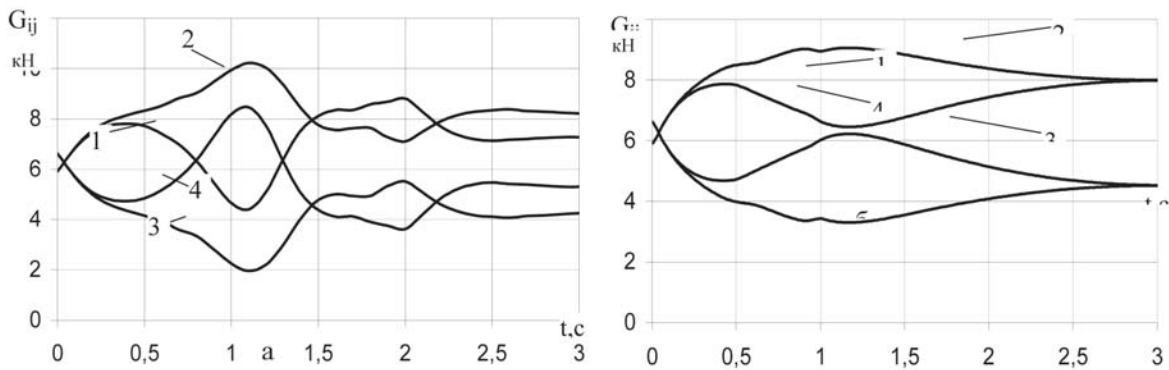


Рис. 1. Зміна в часі вертикальних реакцій на колесах автобуса в процесі гальмування при криволінійному русі (підресорений кузов (а) та непідресорений кузов (б)): 1- $G_{11}$ ; 2- $G_{12}$ ; 3- $G_{21}$ ; 4- $G_{22}$

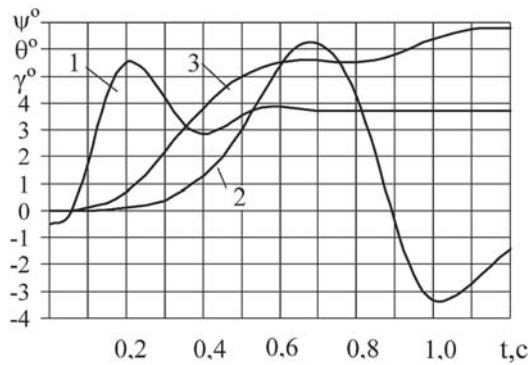


Рис. 2. Криві зміни в часі кутів  $\psi$ ,  $\theta$  і  $\gamma$ , розраховані за моделлю з підресореним кузовом: 1 — кут  $\psi$ ; 2 — кут  $\theta$ ; 3 — кут  $\gamma$

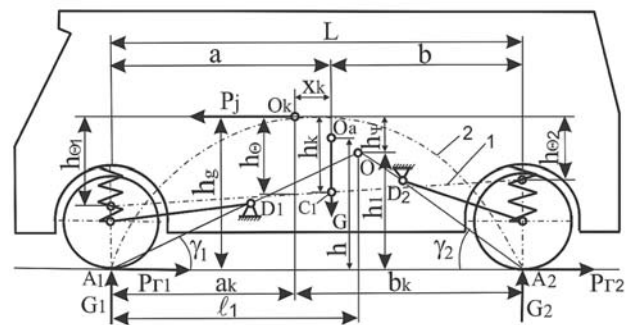


Рис. 3. Сили, що діють на гальмуючий автобус з протиклювальним варіантом кінематичної схеми підвіски

Координати  $h_1$  і  $\ell_1$  центру диференту  $O$  (рис. 3) розраховуються за формулами:

$$h_1 = \frac{L}{ctg\gamma_1 + ctg\gamma_2}; \ell_1 = h_1 ctg\gamma_1.$$

Формули для коефіцієнтів  $k_\psi$  і  $k_z$  при протиклювальному варіанті кінематичної схеми підвіски мають вигляд:

$$k_\psi = 1 - \frac{a_k \beta_\delta}{h_g ctg\gamma_1} - \frac{b_k (1 - \beta_\delta)}{h_g ctg\gamma_2} = 1 - \frac{h_1}{h_g} \left[ \frac{a_k \beta_\delta}{\ell_1} + \frac{b_k (1 - \beta_\delta)}{L - \ell_1} \right]; \quad (1)$$

$$k_z = \frac{\beta_\delta}{ctg\gamma_1} - \frac{1 - \beta_\delta}{ctg\gamma_2} = \frac{h_1 (\beta_\delta L - \ell_1)}{\ell_1 (L - \ell_1)}, \quad (2)$$

де  $a_k$  і  $b_k$  — відстані від центру мас кузова автобуса до передньої і задньої осей;  $\beta_d$  — коефіцієнт розподілу сумарної гальмівної сили між передніми та задніми колесами автобуса.

Прирівнявши  $k_\psi = 0$ , одержуємо умову, за якої диферент кузова при гальмуванні відсутній

$$h_1 = \frac{h_g}{\frac{a_k \beta_d}{\ell_1} + \frac{b_k (1 - \beta_d)}{L - \ell_1}} \quad (3)$$

Залежність (3) — це геометричне місце центрів диференту (крива 2 на рис. 3), при яких кут диференту і поздовжньо – кутові коливання кузова при гальмуванні відсутні. Зокрема, це має місце, якщо  $h_1 = h_g$  і при цьому  $\ell_1 = a_k$  або  $\ell_1 = \beta_d L$ .

На підставі формули (2) вертикальні коливання кузова при гальмуванні будуть відсутні при  $k_z = 0$ , що має місце, якщо  $h_1 = 0$  або  $\ell_1 = \beta_d L$ . Остання умова співпадає з умовою, за якою  $k_\psi = 0$ .

Прирости вертикальних переміщень кузова над передніми  $\Delta Z_1$  та задніми  $\Delta Z_2$  колесами визначаються так:

$$\Delta Z_1 = Z - \psi a_k; \quad \Delta Z_2 = Z + \psi b_k.$$

Моделюванням процесу гальмування автобуса на прямолінійній дорозі встановлено (рис. 4), що зміна кута диференту кузова  $\psi$  в часі, як і прирости переміщень  $\Delta Z_1$  і  $\Delta Z_2$ , мають коливальний характер, причому їх величина в перехідній і усталеній фазах процесу суттєво залежить від параметрів протиклювальної схеми підвіски, вплив якої можна оцінювати коефіцієнтом  $k_\psi$  з межами зміни від 0 до 1. Слід зауважити, що максимальне значення параметрів  $\psi$ ,  $\Delta Z_1$  і  $\Delta Z_2$  в перехідній фазі зростають, а час їх досягнення зменшується зі зменшенням часу наростання гальмівної сили.

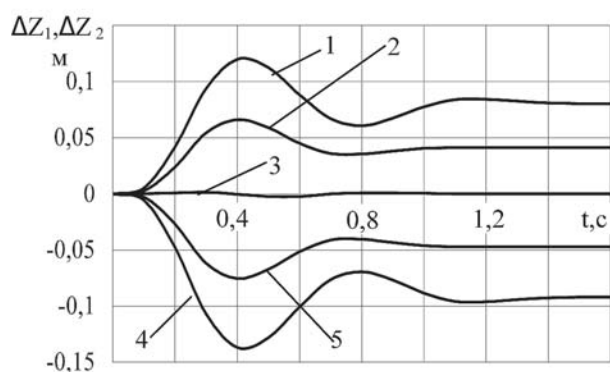


Рис. 4. Зміна в часі приростів деформацій підвісок над передньою  $\Delta Z_1$  (криві 1, 2, 3) та задньою  $\Delta Z_2$  (криві 4, 5) осями при гальмуванні автобуса: криві 1, 4 — при  $k_\psi = 1$ ; 2, 5 — при  $k_\psi = 0,5$ ; 3 — при  $k_\psi = 0$

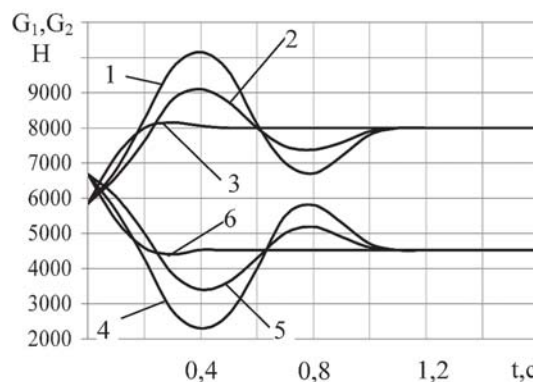


Рис. 5. Зміна в часі вертикальних динамічних навантажень на передні  $G_1$  (криві 1, 2, 3) та задні  $G_2$  (криві 4, 5, 6) колеса при гальмуванні автобуса: криві 1, 4 — при  $k_\psi = 1$ ; 2, 5 — при  $k_\psi = 0,5$ ; 3, 6 — при  $k_\psi = 0$

Що стосується вертикальних динамічних навантажень  $G_1$  і  $G_2$  на передні і задні колеса (рис.5), то їх величина залежить від коефіцієнта  $k_\psi$  лише в перехідній фазі і зовсім не залежить в усталеній фазі процесу гальмування (при  $k_\psi = 0$  зміна динамічних навантажень  $G_1$  і  $G_2$  в перехідній фазі визначається характером зміни в часі гальмівних сил  $P_{r1}$  і  $P_{r2}$ ).

Таку неоднозначність залежності між вертикальними навантаженнями на колесах і вертикальними переміщеннями кузова в усталеній фазі процесу гальмування необхідно враховувати при виборі способу регулювання гальмівних сил, оскільки велика кількість РГС в якості інформації про зміну вертикальних навантажень на колеса використовують переміщення кузова відносно невіднесених мас.

У випадку протиклювальної кінематичної схеми підвіски через незначні переміщення кузова відносно невіднесених мас при гальмуванні згадані РГС доцільно застосовувати для статичного регулювання гальмівних сил, використовуючи в якості інформації переміщення кузова, пропорційне масі автобуса, а в якості сигналу для регулювання за сповільненням (динамічне регулювання) використовувати не переміщення кузова, а тиск робочого тіла в гальмівному приводі. Разом з цим, аналіз показав, що найбільшо-

го ефекту від регулювання гальмівних сил можна одержати за допомогою 3-х сигнальних РГС, в яких регулювання здійснюється, крім двох згаданих чинників, ще і в функції швидкості АТЗ.

**Висновок.** Моделюванням з використанням просторової математичної моделі гальмуючого автобуса встановлено, що співвідношення між динамічними навантаженнями на колеса автобуса і переміщеннями кузова в усталеній фазі процесу гальмування змінюється зі зміною параметрів протиклювальної схеми підвіски, що необхідно враховувати при виборі способу регулювання гальмівних сил та конструкції РГС.

### Література

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля и его колебания. – М.: Машгиз, 1960. – 255 с.
2. Гельфгат Д.В. Об углах наклона кузова при разгоне и торможении автомобиля // Автомобильная промышленность. – 1956. – №11. – С.15–19.
3. Дем'янюк В. А. Вертикальні коливання автомобіля при гальмуванні // Збірник наукових робіт Львів. політехн. ін-ту № 4. — Львів: Видав. при Львів. ун-ті. – 1969. — С.32-36.
4. Дем'янюк В.А. Математичне моделювання системи «гальмуючий автобус»// Зб. наук. пр. Асоціації «Автобус» «Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів». – Львів, 2000. — Вип. 4. — С. 55 – 62.
5. Дем'янюк В. А. Визначення дотичних реакцій та кінематичних параметрів гальмового колеса в загальному випадку його руху // Зб. наук. пр. Асоціації «Автобус» «Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів». – Львів, 2000. — Вип. 3. — С. 61 – 70.
6. Динамика системы дорога – шина – автомобиль — водитель / А.А.Хачатуров, В.Л., Афанасьев, В.С. Васильев и др. / Под ред. А.А. Хачатурова — М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.

УДК 629.114

## РОЗВИТОК АВТОМАТИЗОВАНИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ НА АВТОМОБІЛІ

Іванов О.С.

*В статті наведено огляд процесу розвитку автоматизованих систем керування, починаючи з випуску автомобіля Ford Model T та закінчуючи автомобілями з гібридними силовими установками.*

*The article provides an overview of the process of automated control systems since the release of car Ford Model T and ending with a hybrid vehicles.*

**Постановка проблеми.** Історія виникнення автоматизованих систем контролю починається з випуску Ford Model T, 1922 року випуску. В цій моделі контроль за випередженням запалювання здійснювалась водієм за допомогою ручного регулювання раніше/пізніше. Пізніше з'явилися відцентрові регулятори випередження запалювання. В автомобілі Ford Model T контроль за паливо-повітряною сумішшю здійснювалось водієм.

Регулювання температури двигуна вдосконалювався протягом 1930-х років. Спочатку, в холодну пору року, радіатор закривався ковдрою. Це було удосконалено встановленням регульованої радіаторної решітки. Потім почали встановлювати термостат. Вчені які брали проби повітря в Лос Анжелесі виявили, що НС та NOx викликають смог. Ці компоненти значної мірою знаходяться в відпрацьованих газах автомобілів. Величина шкідливих речовин в відпрацьованих газах,стала однією з обмежуючих складових при розробці автомобіля. Смог викликав контроль за відпрацьованими газами. Системи керування зменшують витрати палива та величнну шкідливих речовин в відпрацьованих газах.

**Метою роботи** є огляд та аналіз розвитку автоматизованих систем керування автомобілем та його системами, розгляд способів математичного моделювання та проектування.

### Основна частина.

Розвиток систем автоматизованого керування починається з керування за такими параметрами роботи двигуна як кут випередження запалювання та якість паливо-повітряної суміші. Двигун є пристрій, виконуючий функцію керування перетворення хімічної енергії палива в механічну роботу (енергію). Як об'єкт керування двигун характеризується: