



УДК 629.113 –592

**ДЕМ'ЯНЮК В.А.**

докт. техн. наук, проф.

Національний транспортний університет

## ІДЕНТИФІКАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ АЛГОРИТМУ БЛОКУ КЕРУВАННЯ АНТИБЛОКУВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ АВТОБУСА

*Наведені прямі та непрямі методи ідентифікації параметрів, які використовуються в блоках керування антиблокувальних систем з циклічним алгоритмом функціонування.*

*They Are Brought direct and indirect methods to identifications parameter, which are used in antiskid system controller with round-robin algorithm of the operation.*

Постановка проблеми. Антиблокувальна система (АБС) може надійно працювати лише при наявності інформації про значення параметрів, які використовуються в законі регулювання, що закладається в алгоритм блоку керування (БК). Ідентифікацію цих параметрів, тобто оцінку значень на підставі доступних для вимірювання сигналів, можна здійснювати прямими та непрямими методами.

Аналіз літератури. У відомих роботах [1...6] пропонуються ті чи інші методи ідентифікації окремих параметрів, що використовуються в БК АБС з циклічним алгоритмом функціонування. У статті проаналізовані недоліки цих методів.

Мета статті. Запропонувати прямі та непрямі методи ідентифікації параметрів, які рекомендується використовувати в алгоритмах БК АБС.

На рис. 1 наведена схема комплексного давача, що пропонується для прямого вимірювання сповільнення та маси автобуса, яку можна вважати пропорційною тиску в балонах пневмопідвіски.

Такий давач може бути розташований поза БК або суміщений з останнім.

Вимірювання згаданих параметрів можна також здійснювати незалежними давачами. З метою запобігання виникненню хибного сигналу давача сповільнення на схилах чи підйомах дороги, герметичний корпус давача можна шарнірно утримувати в ємності з рідиною.

На підставі вимірюного сповільнення  $\dot{V}$  та початкового значення швидкості  $V_0$  визначається текуче значення швидкості  $V$ , а також величина коефіцієнта зчеплення  $\varphi$  за відомими залежностями:

$$V = V_0 - \dot{V}t; \quad (1)$$

$$\varphi \approx \dot{V} / g. \quad (2)$$

Використання подібних давачів дещо ускладнює систему, а тому застосовуються також ті чи інші непрямі методи ідентифікації параметрів.

Коефіцієнт проковзування  $S$  та його критичне значення  $S_k$  можна визначити за формулами:

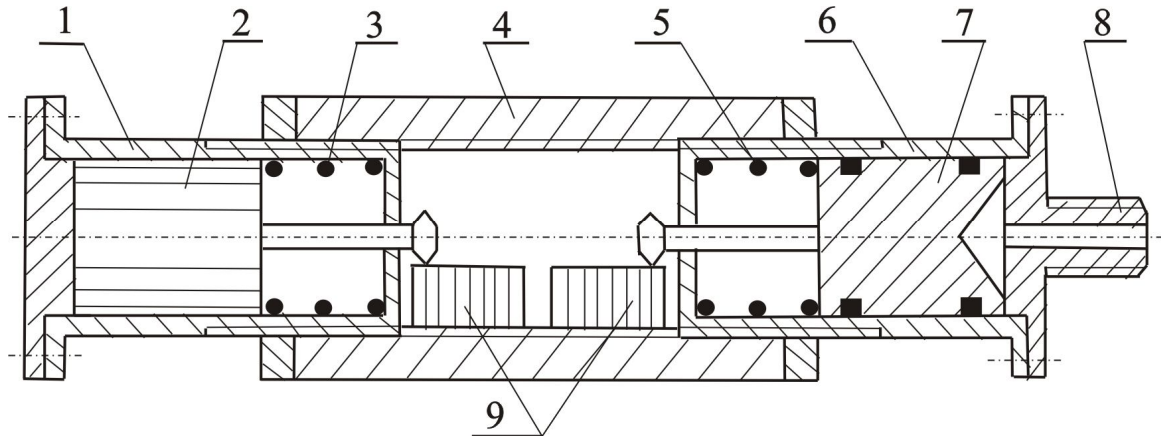


Рис.1. Комплексний давач для вимірювання сповільнення та маси автобуса: 1-циліндричний корпус давача сповільнення; 2-рухомий вантаж давача сповільнення; 3-пружина давача сповільнення; 4-корпус комплексного давача; 5-пружина давача маси; 6-циліндричний корпус давача маси; 7-поршень давача маси; 8-штуцер для з'єднання з пневмопідвіскою; 9-реостати

$$S = 1 - \frac{\omega}{\omega_b}; \quad (3)$$

$$S_k = 1 - \frac{\omega_k}{\omega_b}, \quad (4)$$

Сумісний розв'язок похідної від (5) з (1) і (4) дає

$$V = \frac{\omega_p \omega_k r_k}{\omega_k + \dot{\omega}_k t}, \quad (8)$$

де  $\omega$  – фактична кутова швидкість колеса;  $\omega_b$  - кутова швидкість «вільного» колеса, де відповідає реальній швидкості автобуса;  $\omega_k$  - «опорна кутова швидкість» колеса, яка відповідає максимальному значенню коефіцієнта проковзування. У результаті сумісного розв'язку (3) і (4) одержуємо:

$$V = \frac{\omega_k r_k}{1 - S_k}; \quad (5)$$

$$S = 1 - (1 - S_k) \frac{\omega}{\omega_k}, \quad (6)$$

а після сумісного розв'язку (2) з похідною від (5) маємо

$$\varphi = \frac{\dot{\omega}_k r_k}{g(1 - S_k)}. \quad (7)$$

У формулах (5) і (7)  $r_k$  – радіус кочення колеса.

де  $\omega_p$  - початкова кутова швидкість колеса. Після сумісного розв'язку (3) і (8) та (4), (7) і (8) одержуємо відповідно:

$$S = 1 - \frac{\omega}{\omega_p} \left( 1 + \frac{\dot{\omega}_k t}{\omega_k} \right); \quad (9)$$

$$\varphi = \frac{\omega_p \dot{\omega}_k r_k}{g(\omega_k + \dot{\omega}_k t)}. \quad (10)$$

З урахуванням того, що значення  $S_k$  знаходиться в межах 0,2...0,3, можна за формулами (5), (6) і (7) наближено, а за формулами (8), (9) і (10) точніше визначити параметри  $V$ ,  $S$  і  $\varphi$ , якщо попередньо тим чи іншим методом визначити кутову швидкість  $\omega_k$ . Опосередковане визначення маси, що припадає на міст автобуса, можна здійснити наближено за відрізком часу  $t_p$  від початку

гальмування до першого розгальмовування

$$M_{1,2} = \frac{K_n t_p}{\dot{V}},$$

де  $K_n$  - кутовий коефіцієнт апроксимуючої лінійної залежності закону наростання гальмівної сили.

Неточність такого методу визначення маси у порівнянні з описаним вище прямим методом пояснюється тим, що коефіцієнт  $K_n$  лише наближено апроксимує експоненціальний закон наростання гальмівної сили, причому його величина залежить від темпу прикладення зусилля до гальмівної педалі.

Розглянемо питання розробки алгоритмів синтезаторів опорної швидкості коліс для мікропроцесорного блоку керування АБС. Швидкість  $\omega_k$  називають “опорною кутовою швидкістю”, а відповідну їй швидкість  $V_k = \omega_k r_k$  - “опорною або бажаною лінійною швидкістю” колеса.

В алгоритмі фірми WABCO опорна швидкість розраховується за формулою (1), в якій величина сповільнення попередньо закладається в алгоритм [1]. Неточність такого методу очевидна, оскільки величина згаданого сповільнення не враховує реальне значення коефіцієнта зчеплення і не адаптується до нього.

В алгоритмах фірм Teldix та Bendix приймається, що реальна швидкість автомобіля відповідає максимальним значенням швидкості колеса в кожному циклі. При такому підході виникає похибка через неврахування того факту, що при роботі АБС колесо розгальмовується неповністю. Деякі розробники вважають коректним припущення, що опорна швидкість колеса дорівнює середній арифметичній швидкості всіх коліс з огляду на несинхронність досягнення ними критичного проковзування [2]. Таке припущення, на наш погляд, є недостатньо обґрунтованим.

У деяких алгоритмах з трифазним циклом використовується властивість об'єкту керування, згідно з якою максимум кутового пришвидшення колеса відповідає

максимуму кривої  $\varphi(S)$ , тобто критичному проковзуванню  $S_k$ . При цьому, значення кутової швидкості колеса, що відповідає  $S_k$ , в алгоритмі запам'ятовується і використовується для формування керуючих дій (наприклад, алгоритм фірми “Me'є Іспано” [3]). В роботі [4] за аналогічним принципом розроблена схема дискретного “задавача швидкості гальмуючого колеса”, в якому опорна швидкість змінюється лише при переході від одного циклу до іншого, не змінюючись в межах циклу, а в моделі задавача [5] опорна швидкість змінюється в межах циклу, але для його функціонування необхідна інформація про швидкість автомобіля.

Вище зазначалось, що реальну швидкість автомобіля іноді формують з максимумів швидкості гальмуючого колеса, що зроблено і в “адаптивній моделі формувача швидкості” [6].

Слід зазначити, що моделі задавачів швидкості [4, 5, 6] базуються на аналогових засобах обробки інформації, крім того в моделі [6] приймається, що її початкова швидкість, а також максимуми швидкості колеса в циклах співпадають зі швидкістю автомобіля. Це збільшує час формування розрахункової швидкості та знижує точність її визначення через ігнорування факту неповного розгальмовування колеса при роботі АБС.

Нижче розглянуті два варіанти запропонованих нами схем алгоритмів синтезаторів опорної швидкості колеса для мікропроцесорного БК АБС, які не мають згаданих вище недоліків.

Схема, наведена на рис. 2, призначена, головним чином, для трифазних алгоритмів, в яких відносно просто визначаються максимальні значення пришвидшення колеса в кожному циклі. Початкова кутова швидкість колеса  $\omega_n$  (рис. 3) вимірюється стандартним давачем кутової швидкості АБС в момент початку гальмування. В операторі 1 визначається початкове значення опорної швидкості  $\omega_{ko}$ , де

$$A_k = \frac{\omega_k}{\omega_B} = 1 - S_k. \quad (11)$$

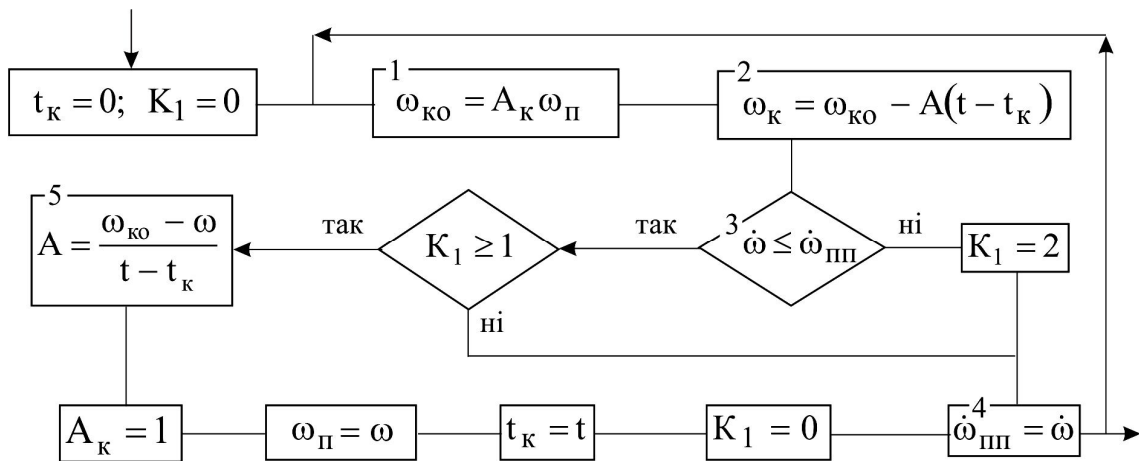


Рис. 2. Схема алгоритму синтезатора опорної швидкості колеса з використанням максимальних значень його кутового пришивидження

В операторі 2 обчислюється закон зміни опорної швидкості  $\omega_k$  в часовому інтервалі від початку гальмування до часу  $t_k$ , тобто до моменту, коли  $\dot{\omega} = \dot{\omega}_{max}$  (на початку гальмування приймається  $t_k = 0$ ). В наступних циклах розрахунок опорної швидкості відбувається в часових інтервалах  $t_{ki} \dots t_{k(i+1)}$ . Початкове значення кутового коефіцієнта  $A$  визначається з виразу

$$A = \frac{\varphi g(1 - S_k)}{r_k}. \quad (12)$$

Значення  $\varphi$  попередньо вибирається з діапазону  $\varphi = 0,5 \dots 0,8$  і згодом уточнюється при моделюванні робочого процесу АБС. Графік зміни залежності  $\omega_k(t)$  в першому циклі позначений на рис. 3 відрізком  $ab$ . Оператор 3 разом з оператором 4 слугують свого роду “детектором максимуму” кривої  $\dot{\omega}(t)$ , де  $\dot{\omega}_{III}$  – попереднє значення  $\dot{\omega}$ . Фірмою DBA було досліджено, що такому методу визначення максимуму залежності  $\dot{\omega}(t)$  слід віддати перевагу у порівнянні зі знаходженням максимуму за допомогою другої похідної  $\ddot{\omega}(t)$  [3]. У момент

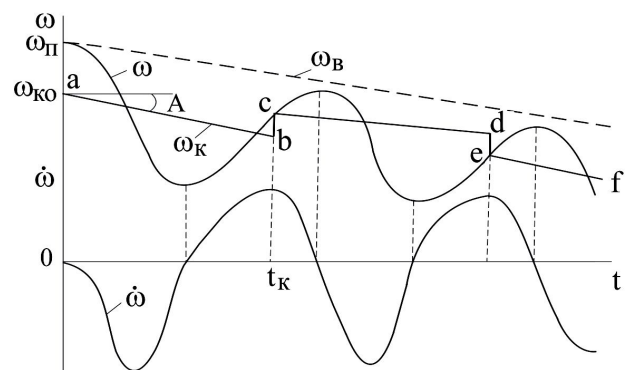


Рис. 3. Формування опорної швидкості з використанням максимальних значень кутового пришивидження колеса

досягнення максимуму залежністю  $\dot{\omega}(t)$  фіксується текуча величина кутової швидкості  $\omega$  (точка  $c$  на рис. 3), яка використовується в операторі 5 для визначення нового значення кутового коефіцієнта  $A$ . Графік зміни залежності  $\omega_k(t)$  в другому циклі описується прямою  $cd$  (рис. 3), яка є продовженням умовної прямої  $ac$ . У формуванні логіки алгоритму приймає участь змінна константа  $K_1$ . Після двох-трьох циклів стрибкоподібний характер зміни залежності критичної швидкості  $\omega_k(t)$  переходить у плавну, близьку до прямої, лінію. Іноді надмірне кутове відхилення відрізка залежності

$\omega_k(t)$  (особливо у другому циклі) доцільно обмежити граничними значеннями, розрахованими за формулою (12) при мінімальному та максимальному значеннях  $\varphi$ , ввівши в схему (рис. 2) відповідний оператор після оператора 5.

Опорну кутову швидкість колеса, яка відіграє вирішальну роль у функціонуванні алгоритму АБС, можна формувати не лише на підставі кутової швидкості  $\omega_k$ , але і на базі кутової швидкості  $\omega_{sl}$ , яка відповідає мінімальному коефіцієнту проковзування  $S_1$  при циклічному робочому процесі АБС. За аналогією з (4)...(10) одержуємо:

$$S_1 = 1 - \frac{\omega_{sl}}{\omega_B}; \quad (13)$$

$$V = \frac{\omega_{sl} r_k}{1 - S_1}; \quad (14)$$

$$S = 1 - (1 - S_1) \frac{\omega}{\omega_{sl}}; \quad (15)$$

$$\varphi = \frac{\dot{\omega}_{sl} r_k}{g(1 - S_1)}; \quad (16)$$

$$V = \frac{\omega_{sl} \omega_{sl} r_k}{\omega_{sl} + \dot{\omega}_{sl} t}; \quad (17)$$

$$S = 1 - \frac{\omega}{\omega_{sl}} \left( 1 + \frac{\dot{\omega}_{sl} t}{\omega_{sl}} \right); \quad (18)$$

$$\varphi = \frac{\omega_{sl} \dot{\omega}_{sl} r_k}{g(\omega_{sl} + \dot{\omega}_{sl} t)}. \quad (19)$$

При циклічній роботі АБС значення  $S_1$  знаходиться в межах 0,1...0,15, тому, при наявності інформації про значення  $\omega_{sl}$ , можна, за формулами (14), (15) і (16) наближено, а за формулами (17), (18) і (19) точніше визначити параметри  $V$ ,  $S$  і  $\varphi$ .

Схема алгоритму синтезатора опорної швидкості  $\omega_{sl}$  наведена на рис. 4. Слід зазначити, що цей синтезатор може функціонувати як в складі трифазного, так і двофазного алгоритмів АБС.

Початкове значення опорної швидкості  $\omega_{so}$

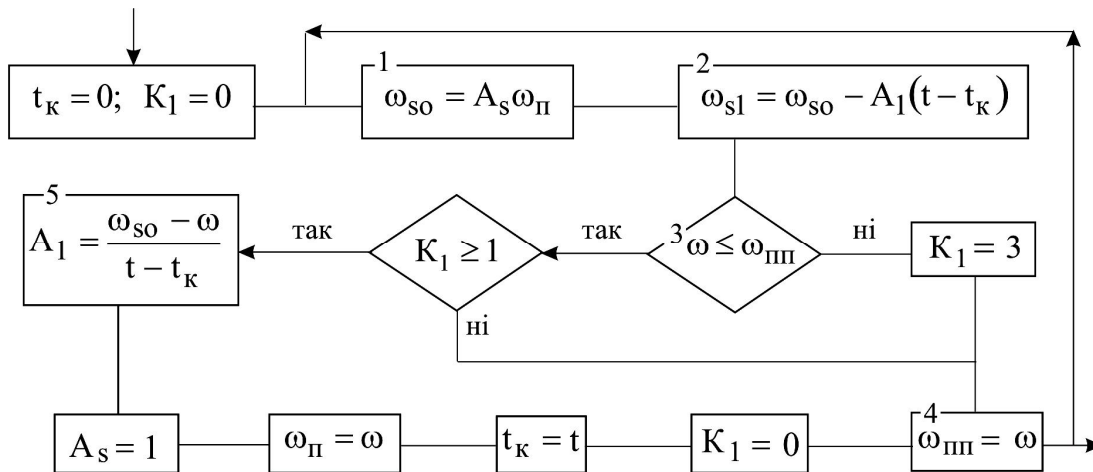


Рис. 4. Схема алгоритму синтезатора опорної швидкості колеса з використанням максимальних значень його кутової швидкості

(рис. 5) визначається в операторі 1, де

$$A_s = \frac{\omega_{sl}}{\omega_B} = 1 - S_1. \quad (20)$$

Закон зміни опорної швидкості  $\omega_{sl}$  в часовому інтервалі від початку гальмування до часу  $t_k$ , тобто до моменту, коли  $\omega = \omega_{max}$

(відрізок ab на рис. 5), розраховується в операторі 2. Початкове значення кутового коефіцієнта  $A_1$  визначається залежністю

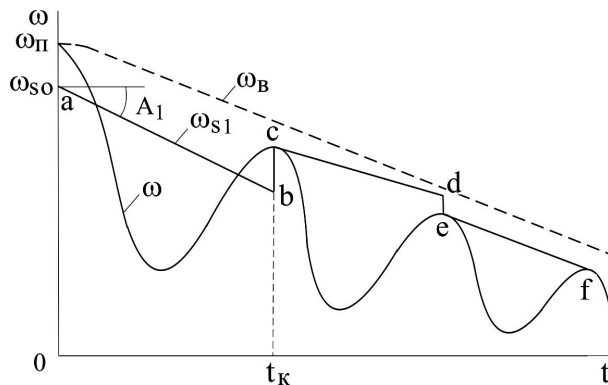


Рис. 5. Формування опорної швидкості з використанням максимальних

$$A_1 = \frac{\varphi g(1 - S_1)}{r_k} \quad (21)$$

Функцію “детектора максимуму” в даному випадку виконують оператори 3 і 4. При досягненні залежністю  $\omega(t)$  максимуму фіксується величина кутової швидкості  $\omega$  (точка c на рис. 5), на підставі якої в операторі 5 розраховується нове значення кутового коефіцієнта  $A_1$ . Залежність  $\omega_{s1}(t)$  у другому та третьому циклах описується від

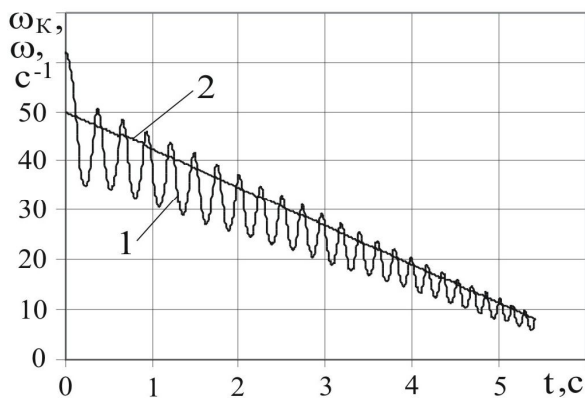


Рис. 6. Моделювання процесу синтезу опорної кутової швидкості  $\omega_k$ , яка формується на основі максимальних значень кутового пришвидження колеса: 1 -  $\omega(t)$ ; 2 -  $\omega_k(t)$

циклах переходять у плавну лінію.

На рис. 6 і 7 наведені результати моделювання опорних швидкостей  $\omega_k$  та  $\omega_{s1}$ . Згадане моделювання здійснювалось за розробленою програмою з використанням запропонованих вище алгоритмів синтезаторів опорних швидкостей для міського автобуса ЛАЗ у випадку трифазного циклу роботи АБС. Як видно з рис. 6 і рис. 7 вже після другого циклу залежності  $\omega_k(t)$  і  $\omega_{s1}(t)$  набувають форми прямолінійних залежностей.

Дослідження показали, що алгоритм синтезатора опорної швидкості  $\omega_k$  (рис. 2) можна застосовувати не тільки у випадку трифазних циклів, але і, з достатньою точністю, при двофазних циклах роботи АБС (рис. 8). Хоч у двофазному циклі і відсутня фаза стабілізації гальмівного моменту, яка дозволяє чітко визначити максимальне значення реалізованого моменту, а значить, і критичне проковзування  $S_k$ , тим не менше при адаптованих законах керування максимальне пришвидження колеса відповідає досить вузькому діапазону коефіцієнтів проковзування ( $S_m \approx 0,18...0,32$ ). Завдяки цьому згаданий алгоритм досить успішно

Рис. 7. Моделювання процесу синтезу опорної кутової швидкості  $\omega_{s1}$ , яка формується на основі максимальних значень кутової швидкості колеса: 1 -  $\omega(t)$ ; 2 -  $\omega_{s1}(t)$

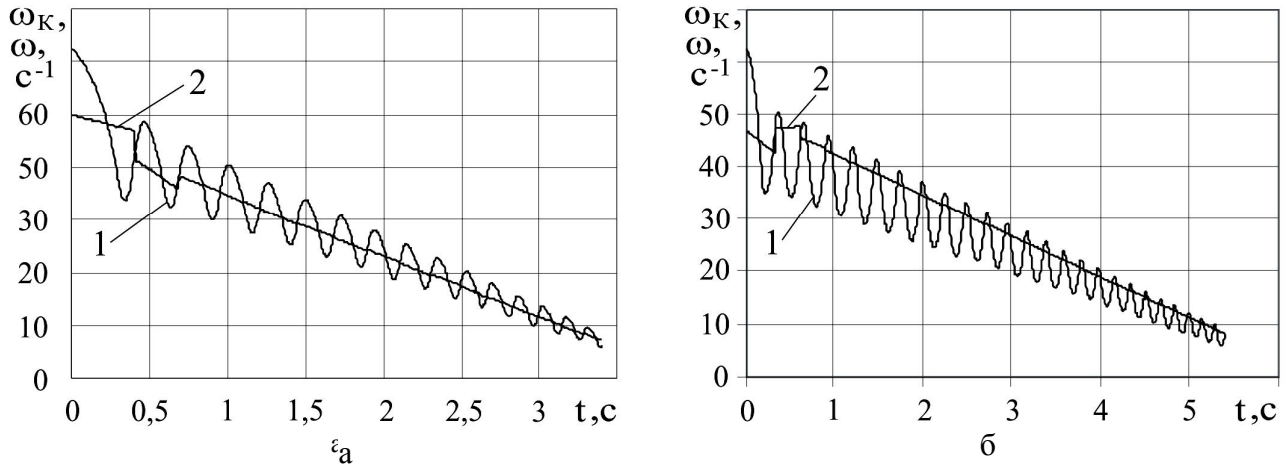


Рис. 8. Моделювання процесу синтезу опорної кутової швидкості колеса  $\omega_k$  при двофазному циклі роботи АБС: а - на сухій дорозі ( $A=7,5$ ;  $A_k=0,8$ ); б - на мокрій дорозі ( $A=12$ ;  $A_k=0,75$ ); 1 -  $\omega(t)$ ; 2 -  $\omega_k(t)$

синтезує опорну швидкість і при двофазному циклі роботи АБС, як це видно з рис. 8.

Таким чином, на підставі визначеної опорної кутової швидкості колеса здійснюється ідентифікація необхідних для функціонування АБС параметрів непрямым методом з використанням наведених вище формул.

**Висновок.** Запропоновані методи ідентифікації параметрів, що використовуються в алгоритмах блоків керування АБС, у поєднанні з мікропроцесорною елементною базою останніх створюють умови для швидкої та надійної ідентифікації згаданих параметрів, що сприятиме підвищенню ефективності роботи АБС.

**Література**

1. Фрумкин А.К., Попов А.И., Альшев И.И. Современные антиблокировочные и противобуксовочные системы грузовых автомобилей, автобусов и прицепов. Обзорная информация. – М.: ЦНИИТЭИавтопром, 1990. – 57 с.

2. Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. Тормозное управление автомобиля. - М.: Транспорт, 1978. – 151 с.

3. Петров В.А. Противоблокировочные системы и их алгоритмы функционирования// Автомобильная промышленность. – 1979. - № 7. – С. 20 - 24.

4. Нефедьев Я.Н. К вопросу построения адаптивной антиблокировочной системы// Тр. НИИавтоприборов. – М.: НИИавтоприборов, 1979. - Вып. 47. - С. 59 - 69.

5. Нефедьев Я.Н. Антиблокировочная система с использованием информации о скорости автомобиля// Тр. НИИавтоприборов. – М.: НИИавтоприборов, 1979. - Вып. 47. - С. 69 - 77.

6. Нефедьев Я.Н. Теория, разработка и исследование унифицированной системы автоматического управления антиблокировочным торможением грузовых автотранспортных средств: Дис... д-ра техн. наук: 05.05.03. – М., 1985. – 307 с.