

УДК 681.5

В.І. Клименко, к.т.н., проф.  
 Д.М. Леонтєв, інж.  
 С.Й. Ломака, к.т.н., проф.  
 Л.О. Рижих, к.т.н., проф.  
 А.М. Туренко, д.т.н., проф.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

### АНАЛІЗ АЛГОРИТМІВ РЕГУЛЮВАННЯ ГАЛЬМІВНИХ СИЛ РЕГУЛЯТОРОМ З ЕЛЕКТРОННИМ КЕРУВАННЯМ

В даній статті наведені схеми та проаналізовані алгоритми функціонування регуляторів гальмівних сил з електронним керуванням для автотранспортних засобів. Зроблені відповідні висновки щодо актуальності цієї теми на сьогоднішній день та запропоновані найбільш ефективні, з точки зору авторів, алгоритми функціонування автоматичних систем розподілу гальмівних сил.

**Постановка задачі в загальному вигляді та її актуальність** Основу електронного регулятора гальмівних сил (ЕРТС), як і будь-якої автоматичної системи, складає прийнятий алгоритм функціонування. Від нього залежить ефективність і надійність її роботи.

Із застосуванням електроніки в керуванні регуляторами гальмівних сил стала логічною їх спільна робота з антиблокувальною системою (АБС). На основі ЕРТС і АБС в цих умовах створюється фактично єдина автоматична система, яка управляє процесом гальмування, як на динамічній, так і на статичній його стадіях.

На сьогоднішній день ведуться активні розробки регуляторів гальмівних сил з електронним керуванням західними і вітчизняними розробниками електронних гальмівних систем.

**Метою проведених досліджень** є аналіз алгоритмів регулювання гальмівних сил регулятором з електронним керуванням, які застосовуються в гальмівних приводах автотранспортних засобів.

**Викладення основного матеріалу досліджень.**

**Матеріали і результати дослідження.** Як приклад гальмівного привода, що має у своєму складі електронні регулятори гальмівних сил, можна навести схему тривісного тягача сідельного автопоїзда (рис. 1), розроблену німецькою фірмою Кнорр-Бремзе і реалізовану на автомобілях «Сканія» [1].

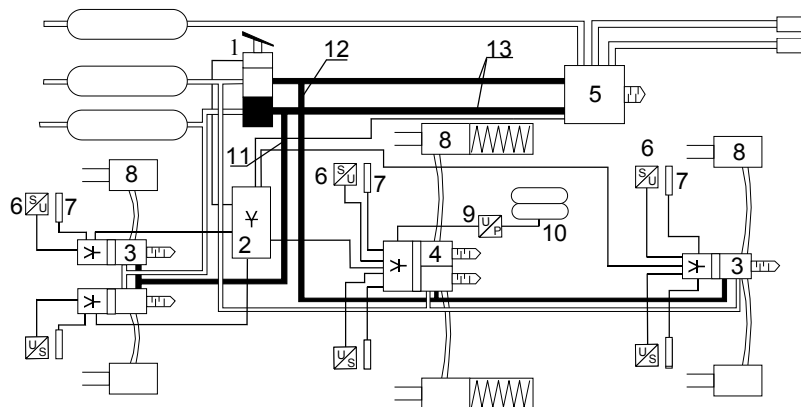


Рис. 1. Схема привода гальмівної системи тривісного тягача сідельного автопоїзда:

- 1 – гальмівний кран; 2 – блок керування; 3 – одноканальний модулятор тиску;
- 4 – двоканальний модулятор середньої осі; 5 – кран керування гальмами причепа;
- 6 – датчик кутової швидкості колеса; 7 – датчик зносу гальмівних накладок; 8 – робочі органи гальм;
- 9 – датчик тиску; 10 – пневмобалон підвіски; 11, 12, 13 – контури управління, відповідно передньої осі, заднього візка і гальм причепа

Привод електронпневматичний з індивідуальним керуванням гальмами коліс передньої і середньої осей тягача і паралельним управлінням гальмами коліс задньої осі включає, крім ЕРТС, АБС, систему оцінки зносу гальмівних накладок. Ця схема припускає використання змішаної інформації, тобто сигналів від датчиків частоти обертання загальмовуваних коліс і навантаження на осі. Для організації задовільної роботи електронного регулятора гальмівних сил подібного транспортного засобу, мабуть, достатньо мати інформацію про навантаження на задню вісь тягача (в даному випадку – на задній візок). Така інформація надходить в логічний пристрій модулятора середньої осі 4 від датчика тиску 9,

встановленого в одній з пневморесор 10 заднього візка. Приклад гальмівного привода з ЕРТС, що використовує як вхідну інформацію частоту обертання загальмовуваних коліс, представлено на схемі рис. 2 [2; 3].

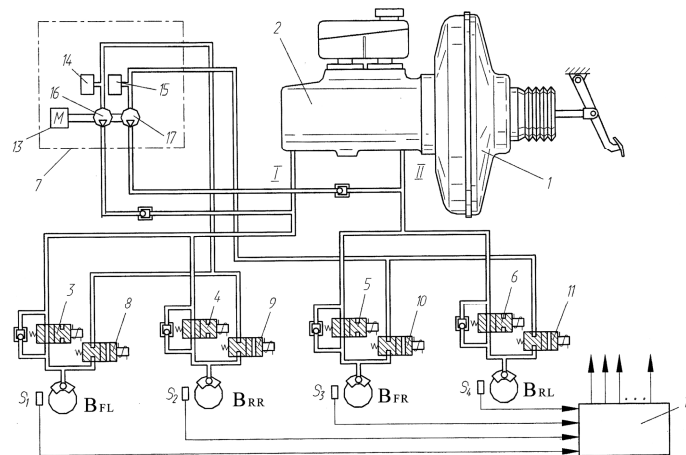


Рис. 2. Схема гальмівного привода з ЕРТС:

$B_{FL}$  і  $B_{RR}$ ,  $B_{FR}$  і  $B_{RL}$  – гальмівні механізми відповідно переднього лівого і заднього правого коліс, переднього правого і заднього лівого коліс; I і II – відповідні контури; 1 – вакуумний підсилювач; 2 – головний гальмівний циліндр; 3, 4, 5, 6 – впускні клапани; 7 – насосна станція; 8, 9, 10, 11 – випускні клапани; 12 – логічний блок; 13 – електродвигуни; 14, 15 – гідроаккумулятори; 16, 17 – гідронасоси

В джерелі [4] стверджується, що на підставі інформації про частоту обертання коліс, що надходить від датчиків  $S1 - S4$  на вхід блока керування 12, організовується робота регулятора гальмівних сил, АБС і протибуксувальної систем (ПБС).

Робота АБС в даній схемі привода припускає випуск рідини з робочого циліндра гальма колеса, що блокується. Один з алгоритмів функціонування даної системи можна представити за допомогою структурної схеми блока керування 12, показаної на рис. 3 [2].

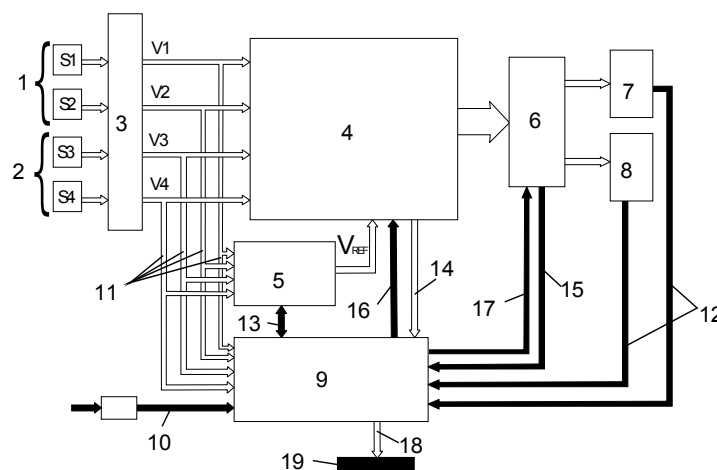


Рис. 3. Структурна блок-схема керування ЕРТС:

1 – колісні датчики передніх коліс; 2 – колісні датчики задніх коліс;  
3 – блок первинної обробки сигналів; 4 – логічний блок; 5 – блок формування базової швидкості автомобіля; 6 – блок керування клапанами модуляторів;  
7 – вузол модуляторів передніх гальм; 8 – вузол модуляторів задніх гальм;  
9 – секція діагностики вузлів; 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18 – лінії зв'язку;  
19 – пристрій, що приймає сигнали про несправності системи

Сигнали від колісних датчиків передніх 1 і задніх 2 коліс під час гальмування або руху на тяговому режимі надходять в блок первинної обробки сигналів 3. Виходом блока 3 є окружні швидкості коліс  $V_1, V_2, V_3, V_4$ . Відповідні їм електричні сигнали прямують в логічний блок 4. Одночасно значення окружних швидкостей подаються в блок 5, де за особливою програмою формується так звана базова швидкість

автомобіля  $V_{REF}$ . Швидкість  $V_{REF}$  приблизно відповідає дійсній швидкості автомобіля. Її сигнал також подається в логічний блок 4.

На основі порівняння окружних швидкостей коліс з базовою швидкістю  $V_{REF}$  виробляються командні сигнали для блока керування клапанами 6, який остаточно формує управляючі сигнали електродвигачам модюляторів тиску передніх і задніх гальм. На режимі гальмування з працюючим ЕРТС бажаний розподіл загальної гальмівної сили між осями досягається за рахунок регулювання тиску в робочих циліндрах тільки задніх гальм. При цьому інтенсивність загальмовування задніх коліс, для гарантії стійкості проти занесення, підтримується на 10–15 % нижче, в порівнянні з передніми колесами.

Ефективна робота ЕРТС припускає достатньо точне визначення окружних швидкостей коліс  $V_R$ , які при однакових кутових швидкостях останніх ( $\omega_R$ ) можуть бути відчутно різними за величиною через різні радіуси окремих коліс. Крім того, помилка в обчисленні швидкостей  $V_R$  виникає також при гальмуванні автомобіля на поворотах. Перерахованих недоліків позбавлений алгоритм, реалізований логічним пристроєм, структурна схема якого показана на рис. 4 [3].

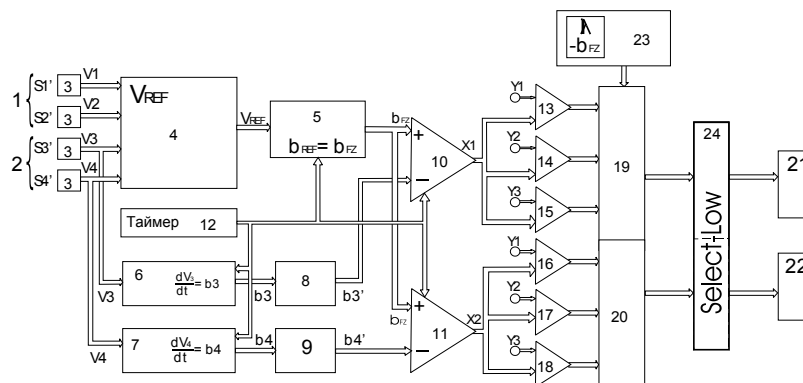


Рис. 4. Структурна блок-схема управління ЕРТС з логічним пристроєм:

- 1 – сигнали колісних датчиків передньої осі; 2 – сигнали колісних датчиків задньої осі; 3 – перетворювачі сигналів від колісних датчиків; 4 – секція формування базової швидкості; 5 – D-ланка для диференціювання базової швидкості; 6, 7 – секції для диференціювання окружних швидкостей; 8, 9 – фільтри; 10, 11 – пристрої для обробки сигналів  $b_3'$ ,  $b_4'$  і  $b_{FZ}$ ; 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18 – компаратори; 19, 20 – секції формування управляючих сигналів; 21, 22 – відповідно модулятори правого і лівого коліс; 23 – обчислювальний пристрій ( $-b_{FZ}$ ) і ( $\lambda$ )

У цьому випадку при гальмуванні порівнюють не окружні швидкості коліс  $V_R$  з базовою швидкістю автомобіля  $V_{REF}$ , а їх похідні, тобто уповільнення коліс  $b_R$  (за їх окружними швидкостями) з подовжнім уповільненням автомобіля  $b_{FZ}$ , внаслідок чого високі вимоги до точності вимірювання окружних швидкостей коліс знижуються. Така автоматична система здатна працювати як в режимі ЕРТС, так і в режимі АБС.

Робота ЕРТС припускає регулювання тиску гальмівної рідини в гальмівних механізмах тільки задніх коліс. Принцип його дії полягає в наступному.

Сигнали колісних датчиків  $S1'$  і  $S2'$ ,  $S3'$  і  $S4'$  відповідно передньої та задньої осей (позиції 1 і 2) після перетворення в пристроях 3 в сигнали окружних швидкостей коліс  $V_1$ ,  $V_2$ ,  $V_3$ ,  $V_4$  надходять в секцію 4 формування базової швидкості автомобіля  $V_{REF}$ . Величину уповільнення автомобіля  $b_{REF} = b_{FZ}$  одержують шляхом диференціювання базової швидкості автомобіля  $V_{REF}$  в D-ланці 5.

Одночасно в секціях 6 і 7 операції диференціювання піддаються окружні швидкості  $V_3$  і  $V_4$  правого і лівого задніх коліс. Електричні сигнали, відповідні уповільненням  $\frac{dV_3}{dt} = b_3$  та  $\frac{dV_4}{dt} = b_4$ , для гасіння можливих їх низькочастотних коливань пропускаються через секції фільтри 8 і 9.

Відфільтровані сигнали уповільнень  $b_3'$  та  $b_4'$ , як і сигнал уповільнення автомобіля  $b_{FZ}$ , надходять в пристрої 10 і 11 для подальшої обробки. Операції диференціювання в секціях 5, 6 і 7 і порівняння одержаних уповільнень коліс і автомобіля в пристроях 10 і 11 проводяться через кожні 15 мілісекунд, що задаються таймером 12.

В пристроях 10 і 11 в ході даного обчислювального такту спочатку визначаються різниці уповільнень  $b_3' - b_{FZ}$  та  $b_4' - b_{FZ}$ . Одержані результати запам'ятовуються і одночасно підсумовуються (з урахуванням їх знаків “+” або “-”) із значеннями таких різниць попереднього обчислювального такту. Це дозволяє

встановити тенденцію зміни швидкостей обертання загальмовуваних коліс і врахувати її при виробленні сигналів регулювання.

Від суми різниць  $b_3' - b_{FZ}$  та  $b_4' - b_{FZ}$  двох суміжних (наступних один за одним) обчислювальних тактів надалі беруться інтеграли, тому вихідними сигналами  $X_1$  і  $X_2$  пристроїв 10 і 11 є інтегральні функції вигляду  $X(t) = \int (b_R' - b_{FZ}) dt$ .

Значення інтегралів  $X_1 = \int (b_3' - b_{FZ}) dt$  і  $X_2 = \int (b_4' - b_{FZ}) dt$ , характеризуючи в даному обчислювальному такті відносно уповільнення правого і лівого задніх коліс, порівнюються кожне з трьома пороговими величинами  $-y_1, y_2$  та  $y_3$  у компараторах відповідно 13, 14, 15 і 16, 17, 18. При цьому порогові величини знаходяться в такому співвідношенні:  $y_1 > y_2 > y_3$ .

Вихідні сигнали компараторів 13–18 прямують в секції 19 і 20, в яких формуються управляючі сигнали для впускних та випускних клапанів модуляторів. Впускний і випускний клапани кожного з модуляторів на рис. 4 умовно представлені у вигляді клапанних вузлів: модулятора правого колеса – 21 і лівого колеса – 22.

До складу логічного блока входить обчислювальний пристрій 23. Останнє на основі інформації про уповільнення автомобіля ( $-b_{FZ}$ ) і про відносне ковзання коліс ( $\lambda$ ) формує функцію “ідеального” гальмування задніх коліс у вигляді залежності теоретично необхідного тиску гальмівної рідини в робочих циліндрах задніх гальм  $P_{НАТ}$  від часу гальмування ( $t$ ). Електричний сигнал, відповідний функції  $P_{НАТ} = f(t)$ , безперервно надходить в секції 19 і 20.

Алгоритм формування цієї функції, як і визначення відносного ковзання  $\lambda$ , у описі даного патенту не приводиться. Мовиться лише, що аналіз вихідних сигналів компараторів 13 – 18 в секціях 19 і 20 починається, як тільки пристрій 23 сигналізує про значення функції  $P_{НАТ} = f(t)$  у даний момент часу. Далі робота системи ЕРТС відбувається таким чином.

Якщо після встановлення значення функції  $P_{НАТ} = f(t)$  виявляється, що вихідний сигнал  $X(t)$  (тобто сигнали  $X_1$  і  $X_2$ ) більше порогової величини  $Y_2$ , то й тиск в робочому циліндрі даного заднього гальма фіксується і надалі підтримується постійним, не дивлячись на те, що в цілому в приводі він може продовжувати збільшуватися. Якщо ж в процесі гальмування сигнали  $X_1$  і  $X_2$  приймають значення, що перевищують порогову величину  $Y_1$ , то й тиск в робочому циліндрі відповідного гальма знижується на певну величину і надалі підтримується постійним. В результаті такого зниження тиску сигнали  $X_1$  і  $X_2$  можуть стати менше порога  $Y_3$ . Тоді подається команда на повторне загальмовування даного колеса, яке здійснюється східчасто.

На рис. 5 наведені зразкові графіки зміни в часі деяких параметрів регулювання при роботі даного ЕРТС.

Рис. 5, а ілюструє характер зміни окружної швидкості заднього правого колеса ( $V_{HR}$ ) порівняно з базовою швидкістю автомобіля  $V_{REF}$ . З представлених на ньому рисунків графіків видно, що інтенсивність зниження швидкості  $V_{HR}$  до деякого моменту часу  $t_1$  після початку гальмування (час  $t_0$ ) може значно вище, ніж швидкості  $V_{REF}$ , що і обумовлює подачу відповідного керівника сигналу модулятору ЕРТС даного колеса.

Графік на рис. 5, б показує, як під час гальмування і регулювання змінюється вихідний сигнал  $X(t)$ . У даному випадку це сигнал  $X_1$  обчислювального пристрою 10 (рис. 4). З рис. 5, б видно, що сигнали  $X(t)$ , тобто інтегральні функції  $X(t) = \int (b_R' - b_{FZ}) dt$ , завжди негативні або приймають в деякі моменти часу нульові значення. На графіку вказані точки, в яких сигнал  $X_1$  перевищує задані порогові величини  $Y_2$  та  $Y_1$  або стає менше величини  $Y_3$ .

На рис. 5, с показано, як при цьому можуть змінюватися тиск в робочих циліндрах гальм передньої осі автомобіля  $P_{VA}$  і регульований тиск в гальмівному циліндрі, в даному випадку, – заднього правого гальма  $P_{HR}$ . Зокрема, тиск, що змінюється, на розсуд водія, в робочих органах передніх гальм в процесі гальмування спочатку може бути встановлений на рівні  $P_{VA}'$ , а потім підвищено до рівня  $P_{VA}''$ . Величина тиску  $P_{HR}$  визначається регулятором гальмівних сил. Тут же наведена крива розрахункової (теоретичної) залежності тиску в робочих органах гальм задньої осі (крива  $P_{НАТ}$ ), відповідна “ідеальному” регулюванню.

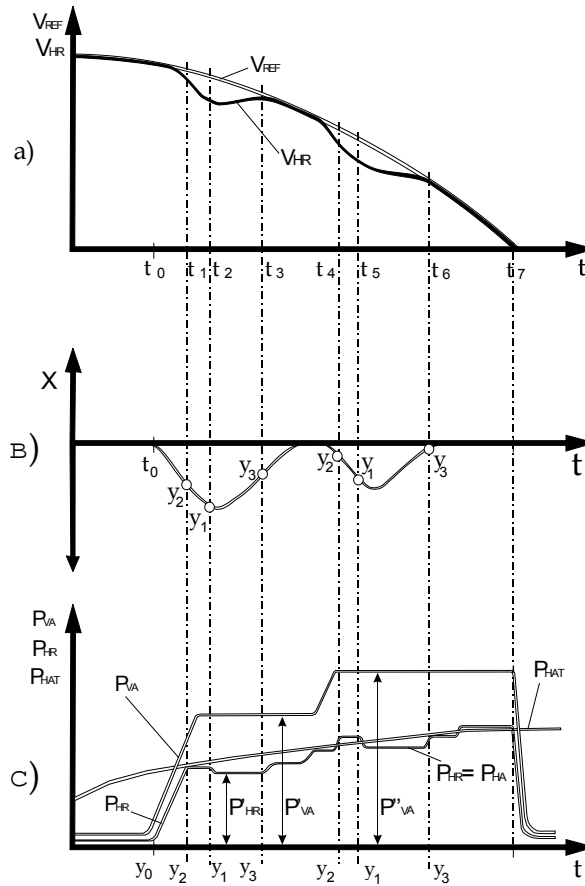


Рис. 5. Графіки зміни параметрів регулювання в часі

У даному прикладі логічного блока ЕРТС (рис. 4) управляючі сигнали від пристроїв, їх формуючих (пристрої 19 і 20), до клапанних вузлів 21 і 22 надходять не безпосередньо, а через секцію 24, іменовану секцією “Select-Low” (вибір низького). В ній сигнали від пристроїв 19 і 20 аналізуються, і для управління клапанними вузлами 21 і 22 вибирається той з них, який встановить в робочих циліндрах обох гальм задньої осі автомобіля тиск гальмівної рідини, менший з двох можливих. Цей принцип роботи даного ЕРТС підкреслений і на рис. 5, с, де відзначено, що тиск в робочих циліндрах обох гальм задньої осі (осьовий тиск  $P_{HA}$ ) дорівнює регульованому приводному тиску гальмівного механізму, в даному випадку, заднього правого колеса ( $P_{HR}$ ), яке очевидно є меншим тиску в робочому циліндрі гальма лівого колеса.

На сьогоднішній день найефективнішими представляються алгоритми функціонування ЕРТС, в яких використовується змішана інформація як від датчиків кутової частоти обертання колеса і навантаження.

Схема блока керування такого ЕРТС наведена на рис. 6 [4].

Регулятор здійснює індивідуальне регулювання процесу гальмування коліс. В даній автоматичній системі передбачена спільна робота ЕРТС і АБС. Передбачається, що гальмівні механізми всіх чотирьох коліс мають однакові технічні характеристики.

Крім того, на рисунку не показані, але в описі патенту [4] відзначено, що функціонування даного ЕРТС припускає вимірювання вертикальних навантажень на колесах і визначення загальної ваги автомобіля, коли останній знаходиться в статичному положенні. Мабуть, що це також здійснюється за допомогою окремих датчиків.

Наявність на вході в блок управління такої інформації дозволяє в процесі гальмування визначати поточні значення вертикальних навантажень на колесах автомобіля і підводити привідний тиск до гальм відповідних коліс пропорційно цим навантаженням при гальмуванні як на прямій, так і на повороті. Іншими словами, в цьому випадку представляється можливим за допомогою ЕРТС і АБС в будь-яких вагових і зчпних умовах при будь-якому натисненні на гальмівну педаль організувати гальмування з ефективністю, близькою до максимальної, при одночасному збереженні керованості і курсової стійкості автомобіля (стійкості проти занесення).

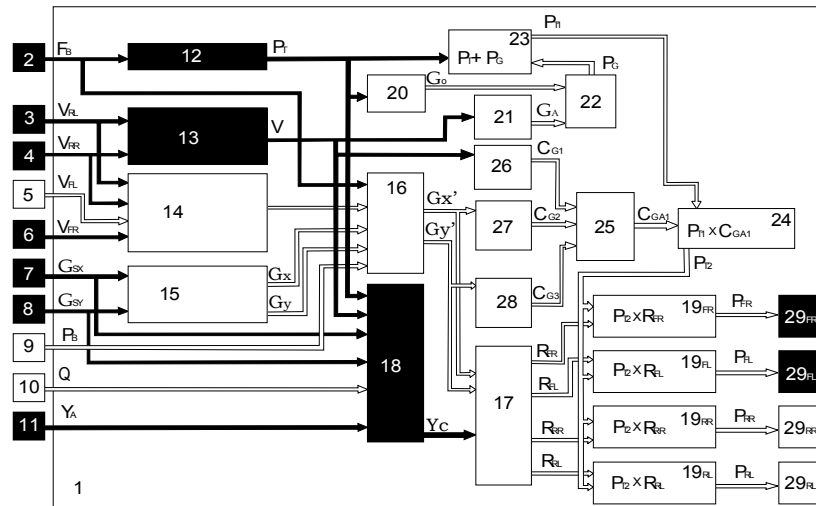


Рис. 6. Блок-схема керування ЕРТС зі змішаною вхідною інформацією: 1 – блок керування; 2 – датчик зусилля натиснення на гальмівну педаль; 3 і 4, 5 і 6 – відповідно датчики окружних швидкостей задніх і передніх коліс; 7, 8 – датчики подовжнього і поперечного прискорення автомобіля; 9 – датчик тиску рідини в гальмівному приводі; 10 – датчик кута повороту керованих коліс; 11 – датчик кута повороту навкруги вертикальної осі; 12 – секція визначення загальної подовжньої сили; 13 – пристрій формування поточної швидкості автомобіля; 14 – секція аналізу обертання коліс автомобіля; 15 – секція визначення координат центра мас автомобіля; 16 – коректуючий пристрій; 17 – секція розрахунку вертикальних навантажень; 18 – секція визначення додаткового керівника сигналу; 19<sub>FR</sub>, 19<sub>FL</sub>, 19<sub>RR</sub>, 19<sub>RL</sub> – секції остаточного перетворення; 20 – секція визначення першого розрахункового уповільнення; 21 – D – ланка для диференціювання швидкості автомобіля; 22 – секція порівняння; 23 – пристрій складання поправки  $P_G$  і тиск  $P_T$ ; 24 – секція другого коректування тиску  $P_T$ ; 25 – секція коректуючого коефіцієнта  $C_{GA1}$ ; 26, 27 і 28 – секції визначення коефіцієнтів  $C_{G1}$ ,  $C_{G2}$ , і  $C_{G3}$  відповідно; 29<sub>FR</sub>, 29<sub>FL</sub>, 29<sub>RR</sub>, 29<sub>RL</sub> – пристрої формування управляючих сигналів модуляторів

З початком гальмування сигнал  $F_B$  про зусилля на гальмівній педалі надходить в секцію 12 визначення загальної подовжньої сили, діючої на автомобіль. На жаль, методика і обґрунтування необхідності визначення загальної гальмівної сили для організації процесу регулювання в описі даного патенту не наведені. Враховуючи те, що гальмівні сили на колесах прямо пропорційні приводним тиску в робочих органах гальм, як вихідна величина секції 12 і основного параметра регулювання прийнято загальний тиск гальмівної рідини  $P_T$ . Визначається тиск  $P_T$  у секції 12 залежно від зусилля на гальмівній педалі  $F_B$  по наперед встановленому графіку (рис. 7).

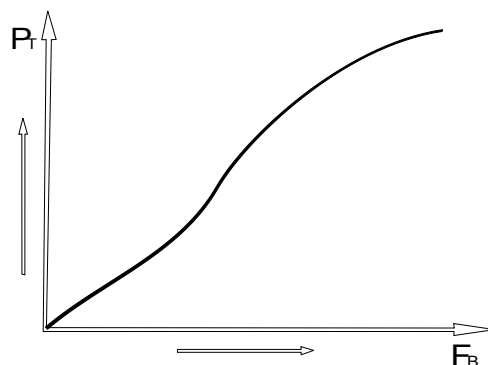


Рис. 7. Графік залежності тиску від зусилля на гальмівній педалі

За допомогою колісних датчиків 3, 4, 5 і 6 визначаються окружні швидкості:  $V_{RL}$  та  $V_{RR}$  – відповідно задніх лівого і правого коліс;  $V_{FL}$  та  $V_{FR}$  – відповідно передніх лівого і правого коліс.

На основі швидкостей  $V_{RL}$  і  $V_{RR}$  задніх відомих коліс в пристрої 13 формується поточне значення швидкості автомобіля  $V$ . Секція 14, одержуючи інформацію про обертання всіх чотирьох коліс, визначає, яке з них в даний момент потрапляє в стан інтенсивного ковзання.

Як вже згадувалося, однією із задач, що розв'язується блоком управління 1 під час гальмування, є визначення поточних значень вертикальних навантажень на колесах. Відомо, що ці навантаження при гальмуванні під дією сил інерції перерозподіляються: між задніми і передніми колесами – у разі гальмування на прямій, і, крім того, ще між правими і лівими колесами – при гальмуванні на повороті.

З перерозподілом навантажень змінює своє положення точка, відносно якої сума моментів вертикальних реакцій дороги на колеса рівна нулю. Біля нерухомого автомобіля ця точка співпадає з його центром мас. З початком руху вона, зміщуючись в горизонтальній площині по напрямках подовжньої і поперечної осей автомобіля, займає нове положення, відмінне від первинного. В даному джерелі [4] вказана точка, названа уявним центром ваги автомобіля. На рис. 8 показана схема, що пояснює зміну його положення при гальмуванні.

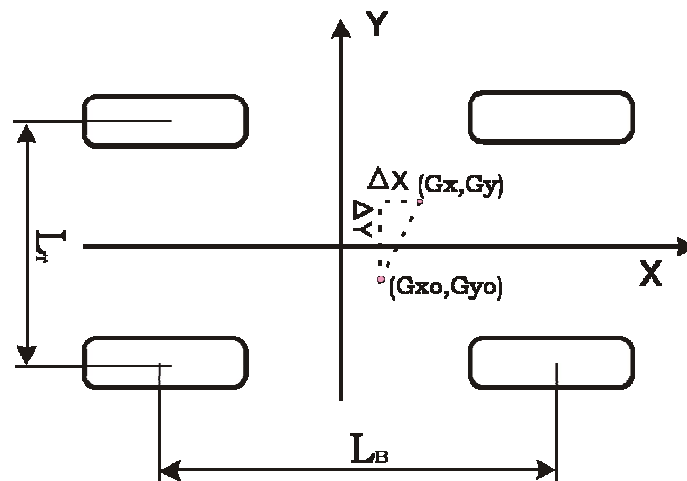


Рис. 8. Схема зміни уявного центра ваги при гальмуванні автомобіля

Для розрахунків прийнята система координат, в якій вісь  $x$  суміщена з подовжньою віссю автомобіля і направлена по ходу руху, а вісь  $y$  перетинає вісь  $x$  в точці, що відповідає середині бази автомобіля  $L_B$ , і направлена вліво. Ширина колії коліс позначена на рисунку –  $L_T$ .

Припустимо, що дійсне положення центра ваги (центра мас) автомобіля характеризується координатами  $G_{x0}$  та  $G_{y0}$ . Розраховують їх по статичних навантаженнях на колеса, вимірюваних за допомогою окремих датчиків. Згідно зі схемою на рис. 8 при гальмуванні автомобіль виконує правий поворот.

В результаті уявний центр мас зміщується вліво на величину  $\Delta y$  і вперед – на величину  $\Delta x$ , займаючи положення з координатами  $G_x$  та  $G_y$ .

Зсуви  $\Delta x$  та  $\Delta y$ , а також координати  $G_x$  та  $G_y$  розраховуються секцією 15 (рис. 6), на вхід якої від датчиків 7 і 8 надходять сигнали подовжнього  $G_{sx}$  і поперечного  $G_{sy}$  прискорень автомобіля. Величини  $\Delta x$  та  $\Delta y$  прямо пропорційні відповідним прискоренням і висоті центра мас автомобіля. Визначивши їх, при відомих координатах  $G_{x0}$  та  $G_{y0}$  знаходять координати  $G_x$  та  $G_y$ . З рис. 8 виходить:  $G_x = G_{x0} + \Delta x$ ;  $G_y = G_{y0} + \Delta y$ .

Координати  $G_x$  та  $G_y$ , як вихідні величини секції 15, подаються в коректуючий пристрій 16. Вони залишаються справедливими, тобто придатними для безпосереднього визначення по них вертикальних навантажень на колесах, до тих пір, поки хоча б одне з коліс не почало інтенсивно прослизати. З початком інтенсивного проковзування одного, двох або більш коліс включається в роботу АБС – контроль, і пристрій 16 за спеціальною програмою (вона детально висловлена в описі даного патенту) починає коректувати положення уявного центра ваги, визначене координатами  $G_x$  та  $G_y$ . При цьому він ніби примусово зміщується в розрахунковому напрямі, займаючи положення з оновленими координатами  $G'_x$  та  $G'_y$ , які є вихідними величинами пристрою 16. Координати  $G'_x$  та  $G'_y$  визначаються виразами:  $G'_x = G_x + \Delta D_{ABS-X}$ ;  $G'_y = G_y + \Delta D_{ABS-Y}$ .

Сигнал про початок інтенсивного ковзання коліс (або окремого колеса) подається в пристрій 16 від секції 14. Розрахунок координат  $G'_x$  та  $G'_y$  продовжується до тих пір, поки не відпаде загроза блокування всіх коліс, або не буде поки усунена необхідність АБС – контролю обох задніх коліс, хоча такий контроль передніх коліс може продовжуватися.

На пристрій 16 покладена також функція контролю справності системи і повернення її в початковий стан після відпадання необхідності розрахунку координат  $G_X'$  та  $G_Y'$  або припинення гальмування. Для цього до неї на вхід додатково подаються сигнали від датчика зусилля на гальмівній педалі  $F_B$  та від датчика тиску в приводі  $P_B$ .

Сигнали про координати  $G_X'$  та  $G_Y'$  подаються в секцію 17 розрахунку вертикальних навантажень на колеса і пропорцій подальшого розподілу між їх гальмами загального тиску гальмівної рідини.

У секції 17 спочатку по координаті  $G_X'$  при відомій загальній вазі автомобіля  $WT_T$  та базі  $L_B$  визначають навантаження, що доводяться на передню  $WT_F$  і задню  $WT_R$  осі. Потім по координаті  $G_Y'$  при відомих навантаженнях  $WT_F$ ,  $WT_R$  і ширині колії коліс  $L_T$  знаходять навантаження на кожне окреме колесо  $WT_{FL}$ ,  $WT_{FR}$ ,  $WT_{RL}$  та  $WT_{RR}$ .

Гальмування автомобіля як на прямій, так і на повороті може супроводжуватися порушенням його курсової стійкості (виникненням бічного занесення). Відповідним регулюванням гальмівних сил на колесах вдається припинити відхилення автомобіля, що почалося, від заданого напрямку руху. В даному регуляторі це досягається за рахунок коректування вертикальних навантажень на колесах, а отже, і пропорцій розподілу приводних тиску гальм – за допомогою додаткового керівника сигналу  $Y_C$ , що виробляється секцією 18.

Для формування сигналу  $Y_C$  на вхід секції 18 подається інформація про загальний тиск гальмівної рідини, що задається водієм  $P_T$ , швидкості автомобіля  $V$ , подовжньому і поперечному прискоренням  $G_{SX}$  та  $G_{SY}$ , середньому куті повороту керованих коліс  $\Theta$  і дійсному куті повороту автомобіля щодо вертикальної осі  $Y_A$ . На підставі кута  $\Theta$  і швидкості  $V$  визначається розрахунковий кут повороту автомобіля навкруги вертикальної осі  $Y_B$ , який потім порівнюється з дійсним кутом  $Y_A$ .

Виникаюча між кутами  $Y_A$  та  $Y_B$  різниця  $\Delta u$  служить основою для розрахунку сигналу  $Y_C$ . При цьому на базі різниці  $\Delta u$  спочатку формується проміжний сигнал  $Y_E$ , який після відповідної корекції – по швидкості  $V$ , прискоренням  $G_{SX}$  та  $G_{SY}$  і тиску  $P_T$  – перетворюється в остаточного керівника сигналу  $Y_C$ .

Відповідно до сигналу  $Y_C$  у секції 17 розраховуються поправки до вертикальних навантажень на колесах, визначених згідно з координатами  $G_X'$  та  $G_Y'$ . Розподілом скоректованих навантажень на загальну вагу автомобіля  $WT_T$  одержують пропорції розподілу приводних тисків гальм  $R_{FR}$ ,  $R_{FL}$ ,  $R_{RR}$  та  $R_{RL}$ , які відповідають необхідному розподілу гальмівних сил по колесах.

Остаточні необхідні приводні тиски для гальм кожного з коліс –  $P_{FR}$ ,  $P_{FL}$ ,  $P_{RR}$  та  $P_{RL}$  – визначаються відповідно в секціях 19<sub>FR</sub>, 19<sub>FL</sub>, 19<sub>RR</sub> та 19<sub>RL</sub> шляхом множення загального тиску гальмівної рідини  $P_{T2}$  на відповідні пропорції розподілу – вихідні величини секції 17. Тиск  $P_{T2}$  є скоректованим загальним тиском гальмівної рідини  $P_T$ , яке було встановлене водієм даним натисненням на гальмівну педаль.

Як видно з наведеної схеми, тиск  $P_T$  до подачі його до розподілу піддається подвійному коректуванню. Перше коректування здійснюється за уповільненням. Згідно з тиском  $P_T$  у секції 20 визначається перше розрахункове (що вимагається) уповільнення автомобіля  $G_0$ . З другого боку, шляхом диференціювання  $D$ -ланкою 21 швидкості автомобіля  $V$  знаходять друге розрахункове уповільнення  $G_A$ . Обидва уповільнення  $G_0$  та  $G_A$  подаються в секцію 22 для порівняння, на основі чого виробляється поправка  $P_G$ , яка в пристрої 23 додається до тиску  $P_T$ . Загальний тиск  $P_T$  після першого коректування приймає значення  $P_{T1}$ .

Друге коректування тиску, що задається водієм, здійснюється секцією 24. Їй на вхід подається тиск  $P_{T1}$  і від секції 25 – сигнал корегуючого коефіцієнта  $C_{GA1}$ . Останній є середнє арифметичне трьох коефіцієнтів –  $C_{G1}$ ,  $C_{G2}$  та  $C_{G3}$ , що розраховуються відповідно секціями 26, 27 і 28. Коефіцієнт  $C_{G1}$  залежить від швидкості автомобіля  $V$ ; коефіцієнти  $C_{G2}$ , та  $C_{G3}$  – від координат  $G_X'$  та  $G_Y'$ , які, у свою чергу, визначаються прискореннями  $G_{SX}$  та  $G_{SY}$ . Секція 24 називається підсилюючою, в ній тиск  $P_{T1}$  множиться на середній корегуючий коефіцієнт  $C_{GA}$ . Після другої корекції тиск  $P_T$  приймає значення  $P_{T2}$ . Підбором коефіцієнтів  $C_{G1}$ ,  $C_{G2}$  та  $C_{G3}$  та інших коректуючих величин добиваються бажаного результату регулювання.

Сигнали необхідного приводного тиску для кожного з колісних гальм, як вихідні величини секцій 19, подаються в пристрої 29, де на їх основі формуються управляючі сигнали для відповідних модуляторів тиску.

**Висновки.** В загальнодоступній технічній літературі практично відсутні скільки-небудь значущі теоретичні розробки, як і результати експериментальних досліджень ефективності дії алгоритмів функціонування регуляторів гальмівних сил з електронним управлінням. Основним джерелом інформації в цій області поки залишаються опубліковані патенти на винаходи, з яких далеко не завжди вдається одержати необхідні відомості про пристрій і принципи дії ЕРТС.

Алгоритми функціонування ЕРТС [5, 6], біля яких перехід регулювання гальмівних сил від однієї підсистеми (ЕРТС) до іншої (АБС) практично непомітний, здатні не тільки забезпечувати необхідний розподіл приводного тиску в гальмах (в період їх наростання), але і по команді логічного блока



фіксувати цей тиск на відповідному рівні, а при необхідності – знижувати їх на певну величину (з подальшим східчастим збільшенням) подібно тому, як це здійснює АБС.

Щонайвищими можливостями в забезпеченні якісного регулювання процесу гальмування автомобіля володіють алгоритми функціонування ЕРТС із змішаною входною інформацією [4]. Як вже було відзначено, регулятори з такими алгоритмами, працюючи спільно з АБС, можуть підводити приводний тиск до колісних гальм пропорційно вертикальним навантаженням, що змінюються, на колесах, що дозволяє наблизити ефективність гальмування в даних умовах до теоретично можливої при одночасному збереженні керованості і курсової стійкості автомобіля. Проте такі регулятори відрізняються і достатньо високою складністю. Так, зокрема, для організації роботи ЕРТС, описаного в джерелі [4], необхідно одержувати інформацію від 14 датчиків. Крім того, в алгоритмі його функціонування передбачено використання 12 емпіричних залежностей різних параметрів регулювання від різних змінних величин, що вимагає проведення значного об'єму попередніх експериментальних досліджень з метою отримання цих залежностей для кожного конкретного автомобіля.

#### ЛІТЕРАТУРА:

1. Ключикин Г.Г. и др. Электронная тормозная система Кноор-Бремзе – шаг к новому уровню активной безопасности грузового автотранспорта / Грузовик. – 2002. – № 9.
2. Патент ФРН DE 4414980 A1, апрель, 29, 1994.
3. Патент ФРН DE 4417935 A1, май, 31, 1994.
4. Патент США 5,551,771, сентябрь, 3, 1996.

КЛИМЕНКО Валерій Іванович – кандидат технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, лауреат Державної премії України.

Наукові інтереси:

- автоматичні системи керування;
- алгоритми функціонування автоматичних систем керування.

ЛЕОНТЬЄВ Дмитро Миколайович – інженер лабораторії швидкісних автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

Наукові інтереси:

- рух автотранспортних засобів в процесі гальмування.
- [leontiev@khadi.kharkov.ua](mailto:leontiev@khadi.kharkov.ua)  
+380979437885

ЛОМАКА Степан Йосипович – кандидат технічних наук, професор кафедри автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

Наукові інтереси:

- використання різноманітної входної інформації та формування керуючих сигналів;
- способи обробки входної інформації.

РИЖИХ Леонід Олександрович – кандидат технічних наук, професор кафедри автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, лауреат Державної премії України.

Наукові інтереси:

- принципи реалізації процесів гальмування;
- спільна робота регуляторів гальмівних сил та антиблокувальних систем з електронним керуванням.

ТУРЕНКО Анатолій Миколайович – доктор технічних наук, професор, ректор Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, академік ТАУ, лауреат Державної премії України.

Наукові інтереси:

- рух автотранспортних засобів в процесі гальмування.

Подано 01.11.2006