

*In this article the urgency to develop new tools and new methods of separation of sunflower seeds. The analysis of previous studies of famous scientists in the separation of oilseeds proved that scientists have made a significant contribution to the process of separation of seeds, but in our opinion the process of separation of sunflower seeds in the vertical aspiration channel with lower discharge was given insufficient attention, so you should develop and explore pnevmohravitatsiynyy separator with bottom unloading sunflower seeds.*

*By Reviewed motion seeds in the aspiration channel separator pnevmohravitatsiynoho methods of numerical experiments. The results of numerical experiments show tryfaktornoho rational parameters developed pnevmohravitatsiynoho separator speed input seeds in airflow angle input and maximum splitting trajectory sunflower seeds.*

**Keywords:** separation, aspiration channel pnevmohravitatsiynyy separator, sunflower seeds.

Стаття надійшла в редакцію: 06.10.2016

Рецензент: д.т.н., проф. Саарела Йоко

УДК629.3.017

## МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГІДРООБ'ЄМНОГО РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ ЕНЕРГОНАСИЧЕНОГО ТРАКТОРА В СКЛАДІ МАШИННОГО АГРЕГАТУ

**П. М. Ярошенко**, к.т.н., доцент, Сумський національний аграрний університет

*В статті розглянуто питання визначення системи рівнянь, що описують поведінку системи гідрооб'ємного рульового керування машинного агрегату під час його роботи.*

**Ключові слова** – гідрооб'ємне рульового керування, розподільчий блок, пріоритетний клапан, золотник, гідродвигун, гідроциліндр, витоки рідини, система рівнянь.

**Постановка проблеми.** Сучасні енергонасичені трактори класу 30кН, які все більш використовуються для виконання різних польових робіт з широкого захватними сільськогосподарськими машинами на швидкостях до 12 км/год, обладнуються гідрооб'ємним рульовим керуванням. Характерною особливістю даного рульового керування є здійснення зворотного зв'язку між рульовим колесам і керованими колесами трактора не механічним, а гідравлічним шляхом. Це підвищує компактність конструкції, знижує вагу, дає переваги компоувального плану, дозволяє розміщувати пост керування машиною в будь-якому зручному місці, виключає необхідність використання механічних передач, які вимагають регулювань в процесі експлуатації.

### **Аналіз останніх досліджень і публікацій.**

Питанням розрахунків гідравлічних приводів присвячено велику кількість публікацій. Це, перш за все, праці Т. М. Башти [1], Н. С. Гамініна [2], Д. Н. Попова [3] та інших. В цих працях при розрахунку як окремих агрегатів, так і всього гідравлічного приводу синтез структури і параметрів, оцінку динамічних якостей приводу і т. д. розпочинають із виведення рівнянь, які описують його роботу, і базуються на рівняннях рівноваги, руху і балансу витрат рідини. При цьому для кожного пристрою отримують нові рівняння, які відображують специфічні особливості приводу, що проектується.

**Мета досліджень.** Проаналізувавши стан публікацій було зроблено висновок про те, що питаннями написання математичних моделей гідравлічних рульових керувань займалися багато дослідників. Але, в основному, вони розробляли залежності для окремих гідравлічних складових рульового керування. В зв'язку з цим метою даної роботи є розробка системи рівнянь, що

описуватимуть поведінку гідрооб'ємного рульового керування машинного агрегату під час виконання ним технологічного процесу.

**Результати досліджень.** Досліджувана система гідрооб'ємного рульового керування складається із гідроциліндрів, оливного насоса, гідравлічного бака, гідророзподільника, гідроруля і пріоритетного клапана. Рульовий механізм типу У245010, що використовується в даній гідросистемі, здійснює живлення робочого обладнання і рульового керування з пріоритетом останнього, причому подача робочої рідини до гідроциліндрів пропорційна куту повороту вала гідроруля. Схема гідрооб'ємного рульового керування трактора приведена на рис. 1.

Гідроруль складається із розподільчого блоку, гідродвигуна зворотного зв'язку і планетарного редуктора, що з'єднує гідродвигун із золотником розподільчого блоку.

Принцип роботи гідроруля заключається в наступному:

- В нейтральній позиції золотника (див. рис. 2) лінія керування пріоритетним клапаном **С** з'єднана з лінією зливу **Т**, в результаті чого пріоритетний клапан розвантажує напірну лінію **Р**, направляючи потік рідини від насоса до робочого обладнання.
- При обертанні вала гідроруля золотник зміщується в осьовому напрямку. Коли це зміщення досягне значення деякого  $\xi_0$ , лінія **С** від'єднається від зливу (див. рис. 3 і 4). При цьому відбувається підвищення тиску в напірній лінії **Р**, яка, як і лінія **С**, з'єднається із входом гідродвигуна **Е1** або **Е2**, в залежності від напрямку зміщення золотника. Вихід гідродвигуна **Е2** або **Е1**, відповідно, з'єднається з лінією

єю циліндрів **L** або **R**. Інша лінія циліндрів з'єднується зі зливом. Гідродвигун, що приводиться в рух потоком рідини, через планетарний редуктор повертає втулку золотника, повертаючи його, таким чином, у вихідне поло-

ження.

- При відпусканні рульового колеса під дією нульвстановлювача здійснюється поворот вала гідроруля у вихідне положення і зворотне зміщення золотника.

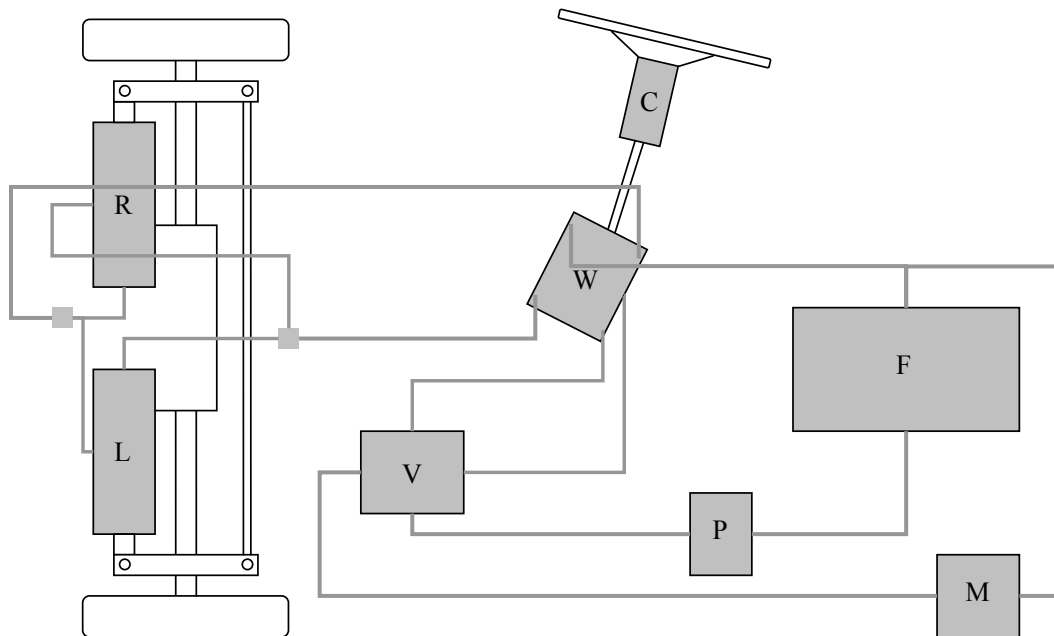


Рис. 1. Схема гідрооб'ємного рульового керування трактора:

L і R – гідроциліндри повороту напрямних колес трактора; C – рульова колонка регульована; W – гідроруль; F – бак гідросистеми; V – пріоритетний клапан; P – насос гідросистеми; M – гідро розподільник навісної системи

На рис. 2 представлена конструктивна 3d-схема розподільчого блоку при нейтральній позиції золотника. Тут достатньо чітко виділені ка-

навки розподільчого блоку і золотника, і тільки схематично позначені канали введення і виведення рідини.

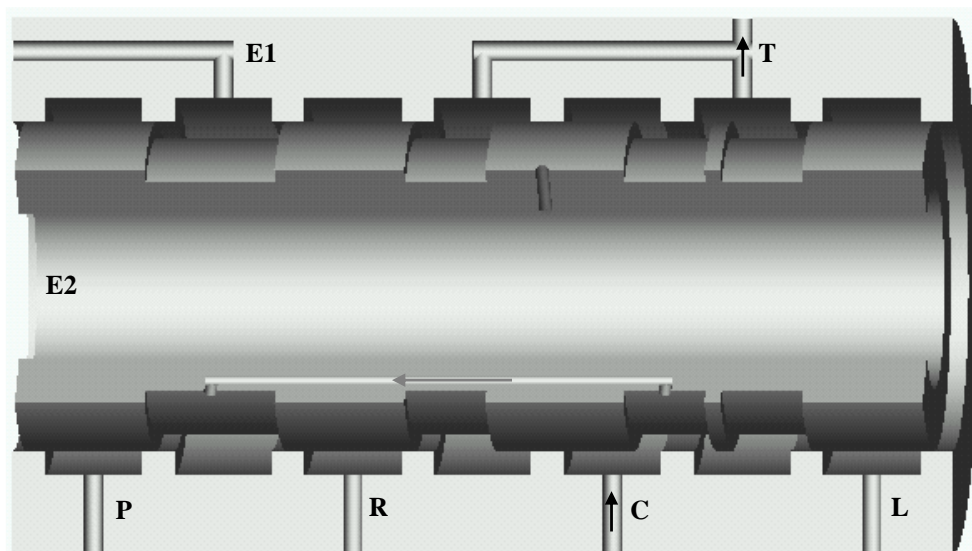


Рис. 2. Конструктивна 3d-схема розподільчого блоку при нейтральній позиції золотника

Позначимо осьове зміщення золотника  $x$ . Прийемо в якості додатного напрямку зміщення золотника вправо (див. рис. 2).  $x$  складається із двох складових зміщення, викликаного поворотом вала гідроруля,  $x_{\beta}$  і зміщення, викликаного

обертанням гідродвигуна,  $x_{\phi}$ :

$$x = x_{\beta} + x_{\phi} \quad (1)$$

Зміщення, викликане поворотом вала гідроруля на кут  $\beta$ , при шагові гвинтової передачі

$l$ , дорівнює:

$$x_\beta = \frac{l}{2\pi} \beta \quad (2)$$

Зміщення, викликане обертанням гідродвигуна на кут  $\phi$ , дорівнює:

$$x_\phi = -\frac{l}{2\pi} \frac{\phi}{i_p} \quad (3)$$

тут  $i_p$  - передатне відношення редуктора.

Відповідно, повне осьове зміщення золотника дорівнює

$$x = \frac{l}{2\pi} \left( \beta - \frac{\phi}{i_p} \right) \quad (4)$$

В даній моделі знехтуємо геометричним напором, в зв'язку з його незначним значенням в порівнянні з п'єзометричним та інерційним. З іншого боку, через можливе забруднення робочої рідини в моделі необхідно буде враховувати зовнішні виток, які в гідродвигуні та гідроциліндрах можуть бути доволі суттєвими.

При  $-\xi_0 < x < \xi_0$ , тобто нейтральному положенні золотника на основі рівняння безперервності потоку рідини формально можемо записати:

$$Q_C = Q_T + Q_{E1} \quad (5)$$

Однак, внаслідок рівності нулю витрати на

виході гідродвигуна  $Q_{E2}$ , буде дорівнювати нулю і витрата на вході  $Q_{E1}$ .

Відповідно, рівняння витрат, при  $-\xi_0 < x < \xi_0$  будуть мати вигляд

$$\begin{aligned} Q_C &= Q_T \\ Q_{E1} &= 0 \\ Q_{E2} &= 0 \\ Q_P &= 0 \\ Q_R &= 0 \\ Q_L &= 0 \end{aligned} \quad (6)$$

Використовуючи рівняння [4], запишемо вираз для витрати в лінії зливу:

$$Q_T = \mu \pi d (\xi_0 - |x|) \sqrt{2 \frac{P_C - P_T}{\rho}} \quad (7)$$

тут  $d$  - діаметр золотникової пари.

При  $x < -\xi_0$  (див. рис. 3), можна записати наступне рівняння витрат:

$$\begin{aligned} Q_C + Q_P &= Q_{E1} \\ Q_R &= Q_T \\ Q_{E2} &= Q_L \end{aligned} \quad (8)$$

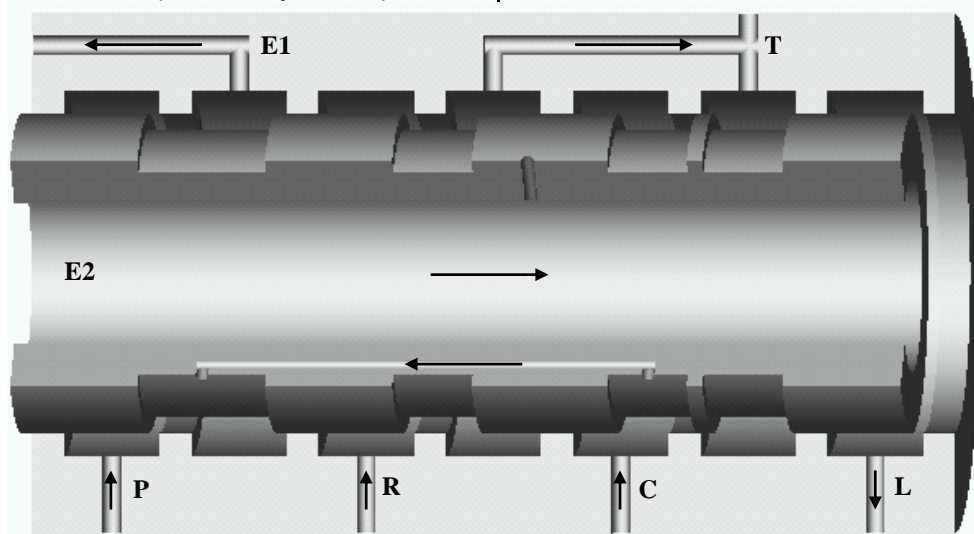


Рис. 3. Конструктивна 3d-схема розподільчого блоку при  $x < -\xi_0$

Витрати в лініях Т, L і E1 розраховуються так:

$$Q_T = -\mu \pi d (x + \xi_0) \sqrt{2 \frac{P_R - P_T}{\rho}}$$

$$Q_L = -\mu \pi d (x + \xi_0) \sqrt{2 \frac{P_{E2} - P_L}{\rho}}$$

$$Q_{E1} = -\mu \pi d (x + \xi_0) \sqrt{2 \frac{P_P - P_{E1}}{\rho}} + \mu \omega_{C1} \sqrt{2 \frac{P_C - P_{E1}}{\rho}}$$

Рівняння безперервності потоку рідини у формі [4] може бути застосоване також для виведення взаємозв'язку витрат на вході і виході гідродвигуна, при цьому необхідно враховувати зовнішні виток:

$$Q_{E1} = Q_{E2} + Q_{E^*} \quad (9)$$

тут  $Q_{E^*}$  - витрати витоків, які визначаються через коефіцієнт витоків  $c_E$  і тиск в гідродви-

гуні  $p_E$  (див. [5]):

$$Q_{E^*} = c_E p_E$$

Тиск  $p_E$  може бути наближено представлений як середнє між тиском на вході і виході із гідродвигуна.

Крім того, необхідно враховувати втрати, що обумовлені перетворенням енергії потоку в механічну енергію обертання гідродвигуна або повороту коліс трактора.

Потужність потоку рідини на вході в гідродвигун дорівнює:

$$N_{E1} = \eta N_E + N_{E2}$$

де  $N_E$  - механічна потужність на валу гідродвигуна, а  $\eta$  - коефіцієнт корисної дії гідродвигуна.

Потужність на валу гідродвигуна дорівнює добутку крутного моменту  $M_E$  на кутову швид-

кість обертання ротора  $\frac{\partial \phi}{\partial t}$ :

$$N_E = M_E \frac{\partial \phi}{\partial t}$$

Потужність потоку відповідає добутку питомої ваги, витрати і гідродинамічного напору рідини:

$$N_{E1} = \gamma Q_{E1} H_{E1}$$

$$N_{E2} = \gamma Q_{E2} H_{E2} \quad (11)$$

Підставляючи вирази із формул (10), (13), (14) у рівняння (12), отримаємо:

$$\gamma Q_{E2} (H_{E1} - H_{E2}) + \gamma Q_{E^*} H_{E1} = \eta M_E \frac{\partial \phi}{\partial t}$$

Рівняння безперервності потоку рідини для взаємозв'язку ліній циліндрів матиме вигляд:

$$Q_L = Q_R + Q_*$$

тут  $Q_*$  - сумарна витрата витоків, визначення яких здійснюється так само як і у виразі (11).

Потік рідини, що проходить через гідроциліндри, забезпечує поворот керованих коліс трактора. Потужність повороту коліс можна записати через крутний момент і кутову швидкість повороту колісної пари:

$$N_W = M_W \frac{\partial \theta}{\partial t}$$

Відповідно, рівняння потужностей для системи гідроциліндрів матиме вигляд:

$$\gamma Q_R (H_L - H_R) + \gamma Q_* H_L = \eta M_W \frac{\partial \theta}{\partial t} \quad (13)$$

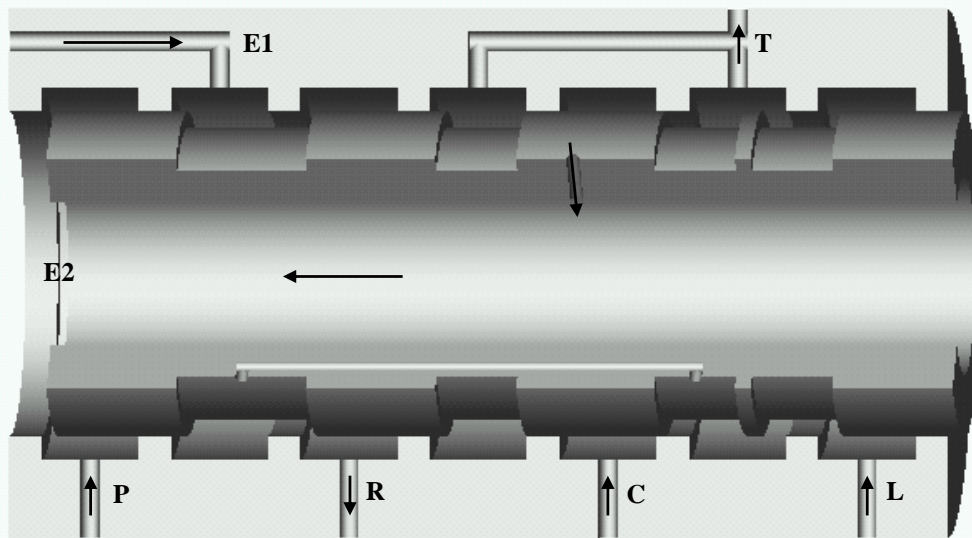


Рис. 4. Конструктивна 3d-схема розподільного блоку при  $x > \xi_0$

Аналогічним чином записується рівняння при  $x > \xi_0$  (див. рис. 4).

Рівняння витрат:

$$Q_C + Q_P = Q_{E2}$$

$$Q_{E2} = Q_{E1} + Q_{E^*}$$

$$Q_L = Q_T$$

$$Q_{E1} = Q_R$$

$$Q_L = Q_R + Q_*$$

(19)

Витрати в лініях T, R і E2 розраховуються так:

$$Q_T = \mu\pi d(x - \xi_0) \sqrt{2 \frac{P_L - P_T}{\rho}}$$

$$Q_R = \mu\pi d(x - \xi_0) \sqrt{2 \frac{P_{E1} - P_R}{\rho}} \quad (20)$$

$$Q_{E2} = \mu\pi d(x - \xi_0) \sqrt{2 \frac{P_P - P_{E2}}{\rho}} + \mu\omega_{C2} \sqrt{2 \frac{P_C - P_{E2}}{\rho}}$$

Рівняння (15), (18) в цьому випадку приймуть інверсивну форму:

$$\gamma Q_{E1}(H_{E2} - H_{E1}) + \gamma Q_{E*} H_{E2} = \eta M_E \frac{\partial \phi}{\partial t} \quad (21)$$

$$\gamma Q_L(H_R - H_L) + \gamma Q_* H_R = \eta M_W \frac{\partial \theta}{\partial t} \quad (22)$$

Таким чином, в даній статті визначена система рівнянь, що описують поведінку системи гідрооб'ємного рульового керування машинного агрегату.

**Висновки.** В статті проведено аналіз роботи гідроруля і побудовані конструктивні 3D-схеми його розподільчого блоку, необхідні для створення математичної моделі гідросистеми керування машинним агрегатом. На основі рівнянь гідравліки були побудовані системи рівнянь, що описують поведінку системи гідрооб'ємного рульового керування машинного агрегату з урахуванням витоків в системі і втрат енергії в гідродвигуні та гідроциліндрах.

#### Список використаної літератури:

1. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.
2. Гамынин Н. С. Гидравлический привод систем управления / Н.С. Гамынин. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.
3. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем / Н.С. Попов. – М.: Машиностроение, 1977. – 424 с.
4. Ярошенко П.М. Обґрунтування рівняння потоку рідини в об'єднаній гідравлічній системі тракторів класу 30 кН / П.М. Ярошенко // Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів». – 2016. – Вип. 3(28). – С. 71-75.
5. Угинчус А.А. Гидравлика и гидравлические машины / А.А. Угинчус. – Харьков: ХГУ, 1970. – 396 с.

#### **Ярошенко П.Н. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРООБЪЕМНОГО РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ ЭНЕРГОНАСЫЩЕННОГО ТРАКТОРА В СОСТАВЕ МАШИННОГО АГРЕГАТА.**

*В статье рассмотрен вопрос определения системы уравнений, которые описывают поведение системы гидрообъемного рулевого управления машинного агрегата во время его работы.*

**Ключевые слова:** гидрообъемное рулевое управление, распределительный блок, приоритетный клапан, золотник, гидродвигатель, гидроцилиндр, утечки жидкости, система уравнений.

#### **Yaroshenko P. MATHEMATICAL MODEL OF HYDRAULIC STEERING POWER TRACTORS AS PART OF THE ENGINE UNIT.**

*Modern energy-class 30kN tractors that are increasingly used for various wide-field work with agricultural machinery at speeds up to 12 km / h, equipped hydrovolumetric steering. A characteristic feature of this exercise is steering feedback between the steering wheel and the steered wheels of tractor are not mechanical, and hydraulic means. This increases the compact design reduces weight, offers advantages layout plan allows you to post office management machine in any convenient place, eliminates the need for mechanical transmissions that require adjustment during operation.*

*The issue of hydraulic actuators subject of many publications. First of all, labor T. Bashty, N. Hamynina, D. Popov and others. In these works the calculation of individual units, and the entire hydraulic drive synthesis of structure and parameters, estimation of dynamic characteristics of drive and so on. D. Start with the withdrawal of equations that describe his work, and are based on the equations of balance, movement and balance fluid flow. In addition, for each device are new equations that reflect the specific characteristics regarding projected.*

*After analyzing the status of publications concluded that the issues of writing mathematical models of hydraulic steering controls involved many researchers. But, basically, they developed dependence to individual components hydraulic steering. In this regard, the aim of this work is to develop a system of equations that describe the behavior of hydraulic steering control unit of the machine during the performance of the process.*

*The study of hydraulic steering system consists of hydraulic cylinders, olive pump, hydraulic tank valve, hidrorulya and priority valve U245010 type steering mechanism used in this hydraulic system, has the power of working equipment and automobiles last priority, and supply the working fluid to the hydraulic cylinders proportional to the angle of rotation of the shaft hidrorulya.*

The article analyzes the work hidrorulya and built 3D-design scheme of its distribution block needed to create a mathematical model of hydraulic engine control unit. Based on hydraulic equations were constructed system of equations describing the behavior of a system of hydraulic steering unit based machine leaks in the system and loss of energy in the actuator and hydraulic cylinders.

**Keywords:** of hydraulic steering, power distribution, priority valve, valve, hydraulic motor, hydraulic cylinder, leakage of fluid system of equations.

Стаття надійшла в редакцію: 07.09.2016

Рецензент: д.т.н., проф. Антошевський Б.

УДК 629.3.017

## ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОСТОЯННОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ НА УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ ПРИ СЛУЖЕБНЫХ ТОРМОЖЕНИЯХ

**А. И. Туренко**, аспирант;

**А. И. Коробко**, канд. тех. наук, доц;

**М. А. Подригало**, д-р. тех. наук, проф.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Исследовано влияние коэффициента постоянного распределения тормозных сил между осями на устойчивость автомобиля при служебных торможениях. В качестве примера рассмотрены легковые автомобили с различным распределением центра масс в пределах продольной колесной базы.

**Ключевые слова:** закон распределения тормозных сил, коэффициент устойчивости, тормозная сила, служебное торможение, замедление.

**Постановка проблемы.** Современный уровень развития автотранспортных средств характеризуется возможностью установки на них антиблокировочных систем (АБС) и систем динамической стабилизации (СДС), обеспечивающих устойчивость машин при экстренных торможениях. При служебных торможениях, проходящих при состоянии колес до их блокировки, система АБС в работу не включается, а СДС начинает работать при появлении признаков заноса автомобиля.

При больших величинах возмущающих боковых сил и поворачивающих моментов, действующих в плоскости дороги, занос автомобиля может возникнуть и при служебных торможениях.

В настоящей статье исследовано влияние коэффициента постоянного распределения тормозных сил между осями на устойчивость автомобиля при служебных торможениях. В качестве примера рассмотрены легковые автомобили с

различным распределением центра масс в пределах продольной колесной базы.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Распределение тормозных сил между осями двухосного автомобиля, рациональное для экстренного торможения не обеспечивает сохранения курсовой устойчивости машины при служебных торможениях. Идеальный закон распределения тормозных сил между осями автомобиля при служебных торможениях позволяет получить  $k_{уст}=1$  [1] при любых значениях коэффициента сцепления колес с дорогой  $\phi$  и продольного замедления  $j_x$ . Приравняв правую часть уравнения для нахождения  $k_{уст}$  к единице, можно получить выражение для определения идеального по условию обеспечения устойчивости коэффициента распределения тормозных сил на переднюю ось автомобиля при служебных торможениях

$$\beta_{ид}^{**} = \frac{1 - \sqrt{\frac{a^2}{b^2} - \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right) \phi^2 \frac{h - r_d}{L} \left[ 2 \frac{a}{b} \frac{g}{j_x} - \frac{h - r_d}{L} \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right) \right]}}{1 - \frac{a^2}{b^2}}. \quad (1)$$

где  $\beta_{ид}^{**}$  – идеальный по условию обеспечения устойчивости коэффициент распределения тормозной силы на переднюю ось;

$$\beta_{ид} = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}}, \quad (2)$$

$P_{T1}, P_{T2}$  – суммарные тормозные силы на колесах передних и задних осей,  $H$ ;

$a, b$  – расстояние от передней и задней осей, соответственно, до проекции центра масс автомобиля на горизонтальную, проходящую через указанную ось,  $m$ ;

$\phi$  – коэффициент сцепления колес с доро-