

DOI 10.32820/2079-1747-2020-25-14-21

УДК 621.874

**ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ  
ГІДРОМЕХАНІЧНОГО ЕЛЕМЕНТУ ГАСИТЕЛЯ КОЛИВАНЬ**©**Подольак О. С., Хорошилов О.М.***Українська інженерно-педагогічна академія***Інформація про авторів:**

**Подольак Олег Степанович:** ORCID: 0000-0002-1477-8548; [podoliak15os@gmail.com](mailto:podoliak15os@gmail.com); кандидат технічних наук; завідувач кафедри машинобудування та транспорту; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

**Хорошилов Олег Миколайович:** ORCID: 0000-0003-2048-6311; [horol@i.ua](mailto:horol@i.ua); доктор технічних наук; професор кафедри машинобудування та транспорту; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

В статті представлена методика розрахунку основних параметрів гідромеханічного елемента гасителя коливань, яка дозволяє реалізувати раціональний закон зміни сили опору гасителя і часу зростання зусилля в вантажних канатах в залежності від ваги вантажу.

Раціональну регресивну характеристику демпфувального елемента гасителя було реалізовано шляхом підбирання площі поперечних перетинів дросельних отворів. Для цього було знайдено силу місцевого опору цих отворів. Аналітично отримані залежності коефіцієнту демпфування від кута повороту рухомого елемента поршня відносно нерухомого (кута перекриття дроселів) при діаметрі дросельних отворів 14 мм.

Для реалізації закону зміни сили опору запропоновано криволінійну напрямну канавку, виконану на робочій поверхні гідроциліндра гасителя, довжина якої відповідає ходу штока. Профіль канавки забезпечує необхідний рівень коефіцієнта опору демпферного елемента в залежності від поступального переміщення штока з поршнем, яке залежить від ваги вантажу. Отже в кожній точці ходу штока з поршнем канавка повинна ставити значення опору, яке відповідає заданому закону.

Відповідно до цього, а також з урахуванням раціонально обраних параметрів побудовано профіль криволінійної прямої канавки графоаналітичним методом. Так аналітично визначено залежність коефіцієнта опору демпферного елемента від кута перекриття дросельних отворів і відстані, пройденої штоком в залежності від ваги вантажу. Потім ми перенесли проекції кута перекриття  $\varphi$  на проекції відстаней, пройдених штоком. В результаті перетину проекційних ліній отримано точки, які визначають кривизну прямої канавки. Отриману криву описано математичною залежністю методом найменших квадратів.

**Ключові слова:** демпфувальний елемент гасителя, кут повороту, рухомий елемент поршня.

**Подольак О. С., Хорошилов О.М.** «Определение рациональных параметров гидромеханического элемента гасителя колебаний»

В статье представлена методика расчета основных параметров гидромеханического элемента гасителя колебаний, которая позволяет реализовать рациональный закон изменения силы сопротивления гасителя и времени роста усилия в грузовых канатах в зависимости от веса груза.

Рациональную регрессивную характеристику демпфирующих элемента гасителя было реализовано путем подбора площади поперечных сечений дроссельных отверстий. Для этого был найден силу местного сопротивления этих отверстий. Аналитически получены зависимости коэффициента демпфирования от угла поворота подвижного элемента поршня относительно неподвижного (угла перекрытия дросселей) при диаметре дроссельных отверстий 14 мм.

Для реализации закона изменения силы сопротивления предложено криволинейную направляющую канавку, выполненную на рабочей поверхности гидроцилиндра гасителя, длина которой соответствует ходу штока. Профиль канавки обеспечивает необходимый уровень коэффициента сопротивления демпферного элемента в зависимости от поступательного перемещения штока с поршнем, которое зависит от веса груза. Так что в каждой точке хода штока с поршнем канавка должна ставить значение сопротивления, которое соответствует заданному закону.

В соответствии с этим, а также с учетом рационально выбранных параметров построено профиль криволинейной направляющей канавки графоаналитическим методом. Так аналитически определена зависимость коэффициента сопротивления демпферного элемента от угла перекрытия дроссельных отверстий и расстояния, пройденного штоком в зависимости от веса груза. Затем мы перенесли проекции угла перекрытия  $\varphi$  на проекции расстояний, пройденных штоком. В результате пересечения проекционных линий получено точки, которые определяют кривизну направляющей канавки. Полученную кривую описано математической зависимости методом наименьших квадратов.

**Ключевые слова:** демпфирующие элемент гасителя, угол поворота, подвижный элемент поршня.

*Podolyak O., Khoroshilov O.* «Determination of rational parameters of hydromechanical element of oscillation»

The paper presents the method of calculating the basic parameters of the hydromechanical element of the vibration of the oscillation, which allows realizing the rational law of changes in the Force Opru Gaser and time of growth of efforts in freight ropes, depending on the weight of the cargo.

A rational regression characteristic of the damping element of the gaser was realized by summing up the area of the cross sections of throttle holes. For this was found the strength of local resistance of these holes. Dependences of damping coefficient on the angle of rotation of the movable element of the piston in relation to the fixed one (angle of overlap of inductors) with diameter of throttle openings were analytically derived.

To implement the law of the resistance force change the authors a curved guide groove, made on the working surface of the hydraulic cylinder, the length of which corresponds to the stroke of the rod. Groove profile provides the necessary level of resistance of the damper element, depending on the progressive movement of the rod with a piston, which depends on the weight of the cargo. So at each point of the move the rod with a piston groove should set the value of the resistance that corresponds to the given law.

In accordance with this, as well as taking into account the rational selected parameters, a curved guide groove profile was built using a graphical and analytical method. So the dependence of the resistance coefficient of the damper element on the corner of the overlap of the throttle holes

and distances passed by the rod depending on the weight of the cargo was analytically substantiated. Then we moved the projection of the overlapping corner  $\varphi$  to the projection of distances passed by Rod. As a result of the intersection of projection lines, points that define the curvature guide groove were obtained. The resulting curve is described by the mathematical dependence method of the least squares.

**Keywords:** damper damping element, rotation angle, movable piston element.

### **Огляд літературних джерел**

Одним із способів зменшення динамічних навантажень, виникаючих при підйманні вантажу, є включення до складу вантажопідйомної підвіски гідравлічного гасителя коливань. В більшості випадків дослідники розглядають такі пристрої з позиції поглинання енергії коливань або корекції пружно-інерційних параметрів механічної системи [1], не враховуючи той факт, що за допомогою висунення штоку гасителя можливо збільшити період розгону механізму підйому до часу, при якому динамічні навантаження матимуть мінімальні значення. Крім того, при раціонально обраних його дисипативних параметрах коефіцієнт динамічності перехідного процесу в системі може бути зменшений практично до одиниці [2]. Слід також зазначити, що для досягнення бажаного ефекту дисипативні параметри даного пристрою повинні коректуватися в залежності від ваги вантажу, що підіймається. В роботі [2] за результатами теоретичних досліджень отримані найбільш раціональні значення параметрів, які повинен забезпечити гаситель коливань при зміні ваги вантажу, а саме: коефіцієнта опору (демпфування) та періоду розгону (час зростання зусиль) за рахунок висунення його штоку. Також розроблено технічне рішення нового гасителя коливань телескопічного типу, який приєднується до гакової підвіски [3].

### **Мета дослідження**

Основною метою дослідження є реалізація раціональної робочої характеристики гідравлічного гасителя коливань шляхом розробки методики визначення основних параметрів його гідромеханічного елемента.

### **Основна частина**

Раціональну регресивну характеристику демпфувального елемента гасителя може бути реалізовано, підбираючи площу поперечних перетинів дросельних отворів. Для цього необхідно знайти силу місцевого опору (дросельного отвору). Розглянемо вираз для витрат робочої рідини через місцевий опір [4].

$$G = \sqrt{\frac{2}{\zeta \cdot \rho}} \cdot S_2 \cdot \sqrt{P_1 - P_2}, \quad (1)$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт місцевих втрат;  $\rho$  – щільність робочої рідини ( $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ );  $S_2$  – площа поперечного перетину на виході з місцевого опору;  $(P_1 - P_2)$  – перепад тиску на місцевому опорі.

Після деяких перетворень отримано демпфувальну силу місцевого опору

$$F = \zeta_e \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S \cdot v_1^{n-1}, \quad (2)$$

де еквівалентний коефіцієнт місцевих втрат  $\zeta_e = \zeta \times S_1^2 / S_2^2$ ,  $S_1$  – площа поперечного перетину на вході місцевого опору;  $S_2$  – площа, на яку діє перепад тиску;  $v_1$  – швидкість рідини на вході місцевого опору;  $n$  – показник ступеню.

Якщо представити гідравлічні втрати в демпфувальному елементі у вигляді суми еквівалентних місцевих втрат, тоді демпфувальна сила на штокові буде дорівнювати:

$$F_\sigma = \sum \zeta_e \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_n \cdot v_\sigma^{n-1}, \quad (3)$$

де  $S_n$  – площа поршня;  $v_\sigma$  – швидкість штока.

Сума еквівалентних коефіцієнтів місцевих втрат складається з втрат на звуження і розширення потоку робочої рідини в дросельному отворі, зведених до швидкості штока. Втрати на звуження і розширення визначено за формулами [5]:

$$\zeta_{\text{дв}} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2, \quad \zeta_{\text{роз}} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right). \quad (4)$$

Таким чином, змінюючи площу поперечного перетину дросельних отворів, домагаємося того, щоб сила опору на штокові співпадала з обраною по характеристиці гасителя.

Конструкція розробленого гасителя [3] дозволяє змінювати силу опору за допомогою гідромеханічного елемента, в якому площа перетину дросельних отворів змінюється протягом всього робочого ходу поршня відносно повздовжньої вісі гідроциліндру. При цьому у кожній точці поступального ходу поршня центральний кут між напрямними 10 і 11, які виконані на робочій поверхні циліндра, задає кут повороту елемента 6 відносно елемента 7 поршня, змінюючи діаметр дросельних отворів.

З умов зміни поперечного перетину і зміни кутових переміщень елементів поршня визначено еквівалентний діаметр постійного дроселя:

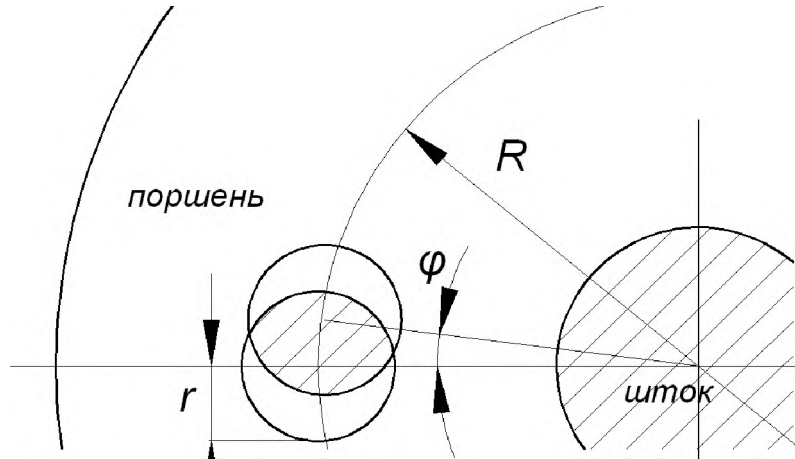
$$d = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \sqrt{2 \left( \frac{\pi \cdot r^2}{360^\circ} \cdot 2 \arccos \left( R \cdot \sin \left( \frac{\varphi}{2} \right) / r \right) - r \cdot R \cdot \sin \left( \frac{\varphi}{2} \right) \right)}, \quad (5)$$

де  $r$  – радіус дросельного каналу;  $R$  – радіус осі дросельних каналів (рис. 1).

Тоді коефіцієнт демпфування гідромеханічного елемента гасителя може бути визначений за формулою [6]:

$$\psi = \frac{128 \cdot \mu \cdot K \cdot l \cdot S^2 \cdot \zeta_e}{\pi \cdot d^4}, \quad (6)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості;  $l$  – довжина каналу дроселя;  $S$  – зведена площа поршня;  $d$  – еквівалентний діаметр каналу;  $\zeta_e$  – еквівалентний коефіцієнт місцевих втрат;



**Рис. 1.** Схема перекриття дросельних отворів при кутовому переміщенні рухомого елемента поршня відносно нерухомого

$K$  – коефіцієнт, що враховує турбулентність потоку і місцевих опорів на перепускную спроможність жиклеру з гострими вхідними кромками:

$$K = \left( \frac{\text{Re}}{\text{Re}^*} \right)^{3/4} + \frac{1,5 \text{Re} \cdot d}{64 \cdot l}, \quad (7)$$

де  $\text{Re}^*$  – критичне значення числа Рейнольдса;

$\text{Re}$  – число Рейнольдса, яке визначається виразом:

$$\text{Re} = v_{cp} \cdot \frac{d}{\eta}, \quad (8)$$

тут  $v_{cp}$  – середня швидкість потоку;  $\eta$  – кінематична в'язкість середовища.

$$v_{cp} = \frac{S \cdot v_n}{n \cdot f_k}, \quad (9)$$

де  $v_n$  – швидкість поступального руху поршня;  $n$  – кількість дроселів;  $f_k$  – площа одного дроселя.

З виразів (5 і 6) отримано залежність коефіцієнту демпфування від кута повороту рухомого елемента поршня відносно нерухомого (кута перекриття дроселів) при діаметрі дросельних отворів 14 мм (рис. 2).

З аналізу отриманої залежності можна заключити, що при підйманні вантажу, вага якого складає 100% від максимальної вантажопідйомності крана, кут перекриття повинен знаходитися в межах 18 – 20°, вантажу вагою 75% від максимальної вантажопідйомності 16 –

18°, вантажу вагою 50% від максимальної вантажопідйомності 14 – 16°, вантажу вагою 25% від максимальної вантажопідйомності 12 – 14°.

При зміні кута перекриття дроселів від 0 - 7° коефіцієнт демпфування змінюється незначно від 14 до 20. На цій ділянці рух штока відбувається попереднє натягування вантажних канатів. При подальшому русі штока коефіцієнт опору починає зростати з більшою інтенсивністю і на ділянці зміни кута від 7 – 12° він знаходиться в межах 20 – 30.

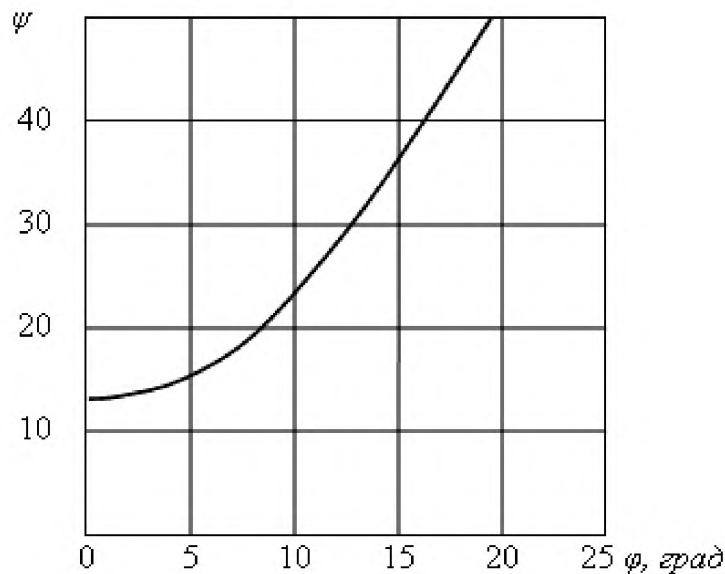


Рис. 2. Залежність коефіцієнту демпфування від кута перекриття дросельних отворів діаметром 14 мм.

При зміні кута перекриття дроселів від 0 - 7° коефіцієнт демпфування змінюється незначно від 14 до 20. На цій ділянці рух штока відбувається попереднє натягування вантажних канатів. При подальшому русі штока коефіцієнт опору починає зростати з більшою інтенсивністю і на ділянці зміни кута від 7 – 12° він знаходиться в межах 20 – 30. На цій ділянці рух штока відбувається поглинання надлишкової енергії, що виникла внаслідок форсованого пуску при підйманні вантажу вагою менше ніж 25% від максимальної вантажопідйомності. Збільшення ваги вантажу з 25% до 100% від максимальної вантажопідйомності призведе до стискання пружини та більшого переміщення штока (пропорційно вазі вантажу). Відповідно переміщенню штока зміниться кут перекриття дроселів від 12 – 20°, при цьому коефіцієнт опору демпфувального елемента матиме значення 30 – 50, що відповідає раціональним значенням цього параметру.

Для реалізації закону зміни сили опору запропоновано криволінійну напрямну канавку, виконану на робочій поверхні гідроциліндра гасителя, довжина якої відповідає ходу штока. Профіль канавки повинен забезпечувати необхідний рівень коефіцієнту опору демпфува-

льного елемента в залежності від поступального переміщення штока з поршнем, яке залежить від ваги вантажу. Отже в кожній точці ходу штока з поршнем канавка повинна ставити значення опору відповідне заданому закону.

Відповідно до цього, а також з урахуванням раціонально обраних параметрів побудовано профіль криволінійної напрямної канавки графоаналітичним методом (рис. 3). Так аналітично визначено залежність коефіцієнту опору демпфувального елемента в залежності від кута перекриття дросельних отворів (рис. 2) і відстані, пройдені штоком в залежності від ваги вантажу. Потім переносимо проекції кута перекриття  $\varphi$  на проекції відстаней, пройдених штоком. В результаті перетину проекційних ліній отримуємо точки, які визначають кривизну напрямної канавки (рис. 3). Отриману криву описано математичною залежністю методом найменших квадратів (10).

$$y = 17,8x^{0,5} - 21,8x^{0,4} - 0,26; \quad (10)$$

Довжина канавки з компоновальних міркувань прийнята 160 мм. Складесться вона з чотирьох ділянок  $a$ ,  $b$ ,  $v$  і  $z$  (рис. 3). Ділянка  $a$  відповідає переміщенню штока при підйманні вантажу вагою до 25% від максимальної вантажопідйомності крана і виконана довжиною 80 мм. На цій ділянці з метою вибору зазорів та провисань канатів і строп системи підвіски вантажу передбачена відстань для попереднього натягування вантажних канатів довжиною 40 мм від початку руху.

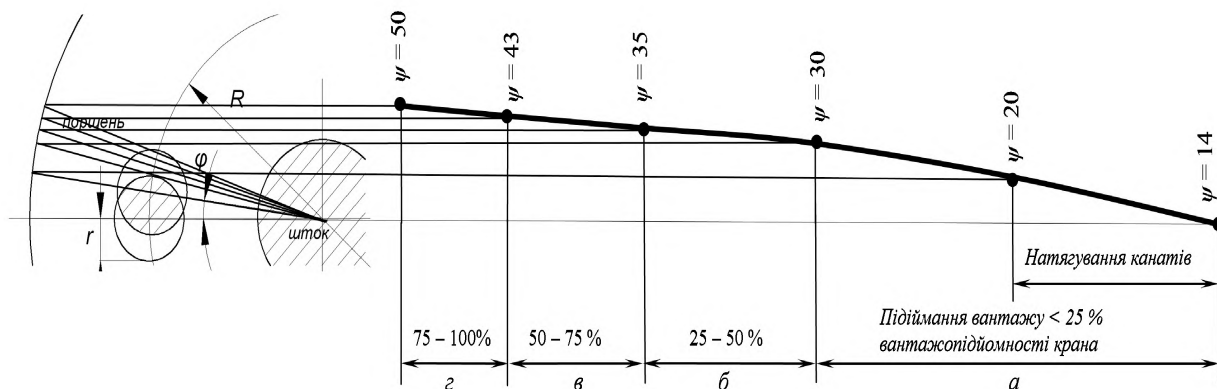


Рис. 3. Побудова криволінійного профілю напрямної канавки

При збільшенні ваги вантажу до 25 - 50% від максимальної вантажопідйомності шток з поршнем, долаючи силу пружини переміститься на ділянку  $b$ , довжина якої 35 мм. Відстань  $v$  має довжину 25 мм, цій ділянці канавки ставиться переміщення штока з поршнем при підйманні вантажу вагою від 50 до 75% від максимальної вантажопідйомності. Збільшення ваги вантажу до 100% призведе до переміщення штоку на ділянку  $z$ , довжина якої 20 мм.

Слід зазначити, що відрив вантажу від основи буде в той період, коли поршень знаходитиметься на встановленій силовою характеристикою ділянці напрямної канавки, а при його проходженні через попередні її ділянки буде відбуватися поступове натягування вантажних канатів. Тим самим забезпечивши попередній вибір зазорів в елементах механізму підіймання та провисань стропів і канатів системи підвіски вантажу.

### **Висновки**

Отже запропонована методика дозволяє визначити основні параметри гідромеханічного елемента гасителя коливань і тим самим реалізувати раціональну робочу характеристику. Результатом проведених досліджень є побудова криволінійної напрямної канавки, профіль якої задає закон зміни сили опору гасителю під час піднімання вантажу.

### **Список літератури**

1. Семенюк В. Ф. Теоретическое определение места установки гасителей колебаний металлоконструкции козловых кранов / В. Ф. Семенюк // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – 1999. – Вып. 48. – С. 48–54.
2. Подоляк О. С. Дослідження динамічних навантажень елементів стрілової системи самохідних кранів за допомогою фізичної моделі / О. С. Подоляк, Л. А. Родіонов // Науковий вісник будівництва. ХДТУБА ХОТВАБУ. – 2010. – Вип. 56. – С. 58–63.
3. Пат. на корисну модель 53198, Україна, МПК В66С 1/00 (2009). Саморегулювальний пристрій для зменшення динамічних навантажень вантажопідйомного механізму / Подоляк О. С., Ісьєміні І. І., Чернищенко О. В. ; заявник та патентовласник Українська інженерно-педагогічна академія. – № u 2010 04107; заявл. 08.04.2010 ; опубл. 27.09.2010, Бюл. № 18.
4. Котиев Г. О. Исследование рабочих процессов в пневмогидравлических устройствах систем подрессоривания гусеничных машин : учеб. пособие / Г. О. Котиев , А. А. Смирнов. – М. : Изд-во МГТУ им. Баумана, 2001. – 80 с.
5. Дяченко М. Г. Основы расчета систем подрессоривания гусеничных машин на ЕВМ / М. Г. Дяченко, Г. О. Котиев. – М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 52 с.
6. Радин С. Ю. Влияние изменения сопротивления дросселей на демпфирующие свойства гидромеханических амортизаторов транспортных средств : автореферат на соискание степени канд. техн. наук / С. Ю. Радин. – Орел, 2009. – 20 с.

### **References**

1. Semenjuk, VF 1999, 'Teoreticheskoe opredelenie mesta ustanovki gasitelej kolebanij metallokonstrukcii kozlovyh kranov', Vestnik Harkovskogo gosudarstvennogo politehnicheskogo universiteta, iss. 48, pp. 48-54.
2. Podoliak, OS & Rodionov, LA 2010, 'Doslidzhennia dynamichnykh navantazhen elementiv strilovoi systemy samokhidnykh kraniv za dopomohoiu fizychnoi modeli', Naukovyi visnyk budivnytstva. Kharkivskiy natsionalnyi universytet budivnytstva ta arkhitektury, Kharkivske oblasne terytorialne viddilennia Aliansu Budivelnikiv Ukrainy, iss. 56, pp. 58-63.
3. Podoliak, OS, Isemini, II & Chemyshenko, OV 2010, Samorehuliuvalnyi prystrii dlia zmeshennia dynamichnykh navantazhen vantazhopidionnoho mekhanizmu, UA Patent na korysnu model 53198.
4. Kotiev, GO & Smirnov, AA 2001, Issledovanie robochih processov v pnevmogidravlicheskih ustrojstvah sistem pordessorivaniya gusenichnih mashin, Izdatelstvo Moskovskogo gosudarstvennogo tehniceskogo universiteta imeni N. Je. Baumana, Moskva.
5. Djachenko, MG & Kotiev, GO 2002, Osnovy rascheta sistem podressorivaniya gusenichnih mashin na EVM, Moskovskij gosudarstvennyj tehniceskij universitet imeni N. Je. Baumana, Moskva.
6. Radin, SJu 2009, 'Vlijanie izmenenija soprotivlenija drosselej na dempfirujushhie svojstva gidromechanicheskikh amortizatorov transportnih sredstv', Kand.tech.n. abstract, Orel.

Стаття надійшла до редакції 24 січня 2020 р.