

УДК 62-567.2

І.І. Сидоренко, д-р техн. наук, проф.,
С.І. Робу, спеціаліст,
Одес. нац. політехн. ун-т

РЕЛАСАКЦІЙНИЙ АМОРТИЗАТОР З НЕЛІНІЙНИМ МЕХАНІЧНИМ ЗВОРОТНИМ ЗВ'ЯЗКОМ

І.І. Сидоренко, С.І. Робу. **Релаксаційний амортизатор з нелінійним механічним зворотним зв'язком.** Проведено дослідження принципів дії, конструктивних особливостей і рекомендацій щодо застосуванню існуючих типів релаксаційних амортизаторів. Доведено ефективність пасивних релаксаційних амортизаторів з лінійним механічним зворотним зв'язком. Висунуто припущення про поліпшення їх функціональних властивостей шляхом заміни лінійного механічного зворотного зв'язку у їх структурі на нелінійний. Наведено перспективну конструкцію релаксаційного амортизатора з нелінійним механічним зворотним зв'язком.

Ключові слова: релаксаційний амортизатор, нелінійний зворотний зв'язок.

И.И. Сидоренко, С.И. Робу. **Релаксационный амортизатор с нелинейной механической обратной связью.** Проведены исследования принципов действия, конструктивных особенностей и рекомендаций по применению существующих типов релаксационных амортизаторов. Доказана эффективность пассивных релаксационных амортизаторов с линейной механической обратной связью. Выдвинуто предположение по улучшению их функциональных свойств путем замены линейной механической обратной связи в их структуре на нелинейную. Приведена перспективная конструкция релаксационного амортизатора с нелинейной механической обратной связью.

Ключевые слова: релаксационный амортизатор, механическая обратная связь.

I.I. Sydorenko, S.I. Robu. **Relaxation shock absorber with a nonlinear motional feedback.** Research of operating principles, structural features and recommendations on application of existent types of relaxation shock absorbers is conducted. Efficiency of passive relaxation shock absorbers with a linear mechanical feedback is proved. An assumption as to the improvement of their functional properties by substituting linear mechanical feedback in their structure by nonlinear one is made. A promising design of a relaxation shock absorber with a nonlinear motional feedback is presented.

Keywords: relaxation shock absorber, nonlinear motional feedback.

Коливання і вібронавантаження елементів конструкції є найбільш важливими показниками для оцінки якості й надійності технічної системи (ТС) у цілому. Тому зниження рівня коливань і вібрацій відноситься до пріоритетних науково-технічних проблемах машинобудування.

Сукупність технічних пристроїв, призначених для передачі сили важкості ТС, незалежно від її виду (автомобіль, верстат і т.ін.), на ґрунт або опорні поверхні, називають *пружною почіпкою* або *почіпкою*. При цьому її основним призначенням є пом'якшення поштовхів і ударів, що діють на ТС, а також швидке гасіння коливань ТС. За спектром вирішуваних завдань почіпку можна віднести до комплексної технічної системи, призначеної для запобігання негативним проявам коливань. До її складу входять як елементи віброзахисту (демпфери і амортизатори), так і елементи віброізоляції (пружини і ресори). Пружні і дисипативні якості почіпки, які об'єднують в одному визначенні — *характеристика*, повинні визначати її *плавність*, яка значною мірою впливає на середні робочі швидкості ТС, працездатність оператора, надійність і довговічність роботи устаткування ТС.

Аналіз робіт з синтезу і аналізу почіпок ТС показав, що підвищення їх плавності може бути досягнуте шляхом вдосконалення відповідних характеристик демпфувальних і пружних елементів, що входять до них. Проте, функціональні можливості відомих почіпок, створених на базі пасивних демпфувальних і пружних елементів з лінійними характеристиками, практично

вичерпали себе [1, 2]. Шляхом аналітичних і експериментальних досліджень встановлено оптимальну характеристику почіпки залежно від умов роботи ТС, яку називають *цільовою*, [1]. Так, при роботі ТС, пов'язаної з коливаннями невеликої амплітуди, цільова характеристика її почіпки повинна визначати низьку жорсткість і мінімальне демпфірування. При роботі ТС, пов'язаної з коливаннями значної амплітуди, а також коливань, що викликають подовжене розгойдування ТС з великою амплітудою, цільова характеристика почіпки повинна визначати високу жорсткість і максимальне демпфірування. У зв'язку з цим очевидно, що цільова характеристика є нелінійною і може визначатися як нелінійними характеристиками дисипативних або пружних елементів, що входять до її складу, так і нелінійними характеристиками одночасно тих і інших.

Одним з дієвих засобів реалізації цільової нелінійної характеристики почіпки є застосування в її складі амортизатора, який має змінну характеристику демпфірування залежно від ходу поршня, певним чином пов'язаного з ТС. Такий амортизатор називають *реласакційним* [1].

Відомо, що величина зовнішнього зусилля F , що визначає характеристику демпфірування амортизатора, залежить від тиску p робочого тіла (газу або рідини) в його циліндрі, сумарній площі поршня S_{Σ} і сили тяжіння маси G , що амортизується [3]. Взаємозв'язок між перерахованими параметрами визначається формулою

$$F = pS_{\Sigma} \pm G. \quad (1)$$

З формули (1) бачимо, що отримати нелінійну характеристику демпфірування амортизатора можна двома способами: змінюючи сумарну площу поршня S_{Σ} або змінюючи тиск p робочого тіла у циліндрі амортизатора.

У ряді відомих конструкцій реалізацію змінної сумарної площі поршня S_{Σ} досягнуто шляхом керованої зміни перерізу його основних (чи допоміжних) дросельних отворів [1]. Наприклад, відомо конструкцію пасивного реласакційного амортизатора, в якій внутрішня поверхня порожнистого (телескопічного) штока при його переміщенні повністю або частково перекриває допоміжні дросельні отвори в тонкостінному поршні, що і визначає керовану зміну сумарної площі останнього (рис. 1, а). У ряді інших відомих конструкцій аналогічний ефект досягається зміною перерізу дросельного отвору, що утворюється між поршнем і циліндром амортизатора [3]. Прикладом реалізації такого ефекту є конструкція амортизатора двосторонньої дії, в якій переміщення штока по відношенню до циліндра за рахунок реалізації їх визначених геометричними форм приводить до зміни величини проміжку Δ між ними, чим і досягається зміна площі дросельного отвору (рис. 1, б).

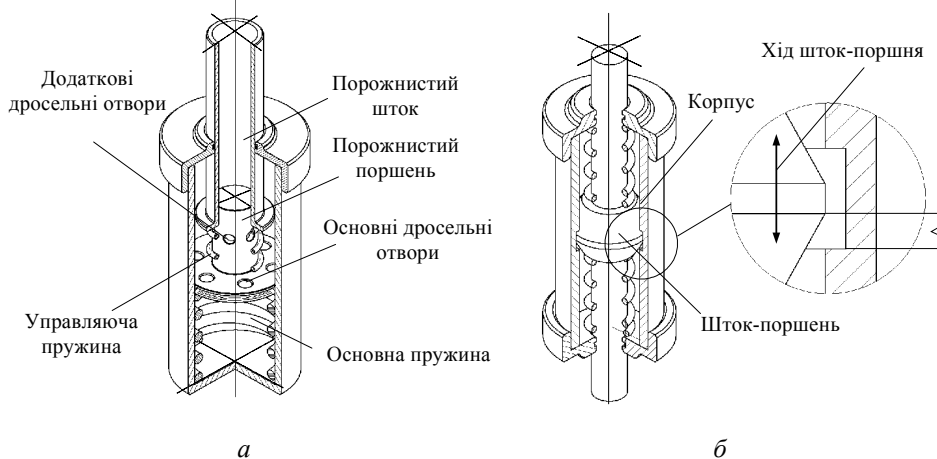


Рис. 1. Пасивні реласакційні амортизатори при: реалізації перекриття дросельних отворів (а); реалізації змінного дросельного отвору, що утворений проміжком між штоком-поршнем та циліндром амортизатора (б)

Нині пасивні релаксаційні амортизатори представленого виду вибірково застосовують у почіпках спеціальних ТС (наприклад, в ковальсько-пресовому устаткуванні, а також в противідкатних системах деяких гармат). Їх широкому застосуванню перешкоджає ряд істотних недоліків, головним з яких прийнято вважати обмежений діапазон нелінійностей, а в ряді випадків і ступінчастий вид характеристик демпфірування, що не дозволяє з їх допомогою повною мірою реалізувати необхідну цільову характеристику. Це значною мірою знижує ефективність демпфірування, очікувану від високої складності виготовлення і монтажу цього виду амортизаторів.

Розвиток електронних засобів контролю і управління технічними системами привів до того, що розробники і виробники амортизаторів направили основні зусилля на створення нового покоління почіпок [2]. Відмінною рисою таких почіпок є те, що релаксаційний амортизатор у їх структурі є виконавчим механізмом, характеристики якого прямо не залежать від переміщення шток-поршня, а визначаються зовнішньою системою автоматичного управління (САУ). У виконавчих механізмах (амортизаторах) почіпок нового покоління, виходячи з формули (1), для реалізації нелінійної характеристики демпфірування використано зміну тиску p робочого тіла в циліндрі амортизатора, що, як правило, досягається шляхом керованої зміни його об'єму.

Слід зазначити, що існуючі САУ характеристиками виконавчого механізму мають декілька структурних варіантів реалізації почіпки. Проте загальним для всіх варіантів є: наявність спеціальних датчиків САУ, які визначають параметри коливань; власне САУ, яка за контрольованими параметрами коливань виробляє і подає команди на проміжний енергетичний вузол; енергетичний вузол з власним джерелом енергії, що забезпечує налаштування виконавчих механізмів для зміни характеристики почіпки так, щоб гасіння коливань було найбільш ефективним. Неважко помітити, що наявність енергетичного вузла з власним джерелом енергії є відмінною ознакою почіпок нового покоління, який дозволяє їх віднести до класу *активних* структур.

Виконавчими механізмами активних почіпок в основному використовуються пневматичні, гідравлічні або гідро-пневматичні амортизатори, які дістали назву *напіврозвантажених* [1, 2]. Подача до них додаткового об'єму робочого тіла здійснюється або в спеціальну додаткову порожнину, пов'язану з елементами звичайного пасивного амортизатора (рис. 2, а), або безпосередньо в порожнину циліндра амортизатора (рис. 2, б). Контрольована зміна об'єму робочого тіла в напіврозвантажених амортизаторах визначає необхідну зміну їх характеристики демпфірування, а наявність складної САУ дозволяє з достатньою точністю наблизити її до цільової.

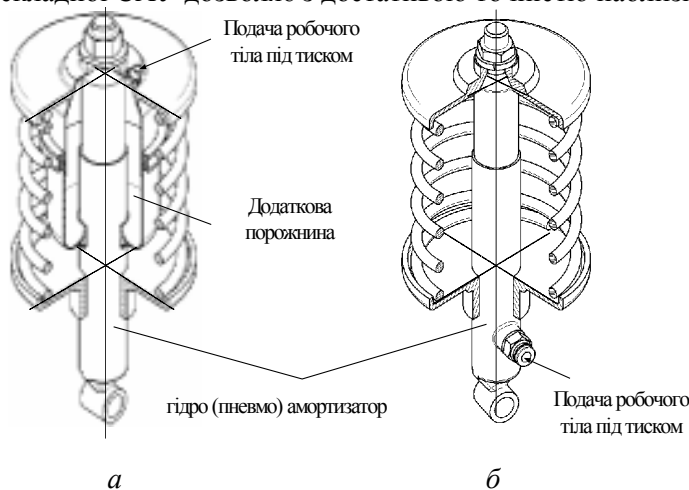


Рис. 2. Напіврозвантажені амортизатори для активних почіпок з подачею робочого тіла: у додаткову порожнину (а); безпосередньо у порожнину циліндра амортизатора (б)

Активні почіпки з розглянутими виконавчими механізмами в основному знайшли своє поширення в автомобілебудуванні. Їх застосовують в автомобілях BMW 7-ї серії і Audi-A8. Ав-

томобільна фірма “Citroen” також анонсувала активну гідро-пневматичну підвіску “Гідроактив-III”, яка буде використана в деяких моделях автомобілів її виробництва.

Незважаючи на заявлену виробниками високу ефективність демпфірування, властиву активним підвіскам, досвід їх експлуатації, зокрема в автомобілебудуванні, виявив серйозні проблеми, пов’язані як з надійністю їх САУ, так і з реалізацією її високої швидкодії. Одну з основних, досить складних для вирішення технічних проблем становить зменшення інерційності виконавчих механізмів — амортизаторів. Крім того, застосування активних почіпок безпосередньо пов’язане зі зниженням показника економічності ТС, оскільки такі почіпки залежать від зовнішнього джерела енергії. Наприклад, проведені дослідження транспортних засобів з активними підвісками показали, що для них витрата палива на мірну ділянку шляху на 30...40 % перевищує аналогічний показник для транспортних засобів з пасивною підвіскою [3]. Враховуючи, що показник економічності транспортних засобів, як і будь-яких інших ТС, є одним з основних, то цілком зрозуміло, чому застосування активних почіпок має вибірковий характер і явної переваги в порівнянні з пасивними на сьогодні не має.

У зв’язку з наведеним, відомий інтерес представляють пасивні реласакційні амортизатори, функціональні можливості яких наближені до функціональних можливостей активних систем [4, 5]. Такий ефект досягається шляхом впровадження в структури цих пристроїв механічних елементів управління їх характеристиками (рис. 3).

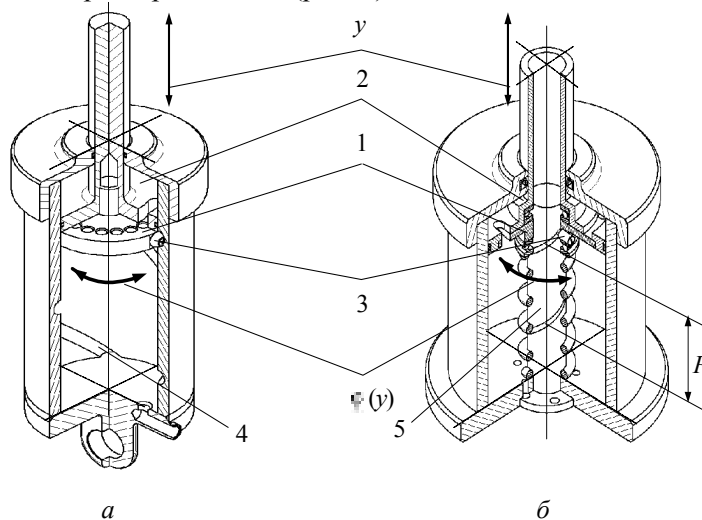


Рис. 3. Пасивні реласакційні амортизатори: структура з перетворенням руху(а); структура з лінійним механічним зворотним зв’язком (б)

Незважаючи на деякі загальні конструктивні елементи і принцип дії, представлені конструкції мають різні структури [6]. Саме відмінність в структурах дозволяє виділити серед них реласакційний амортизатор з перетворенням руху (див. рисунок 3, а) і реласакційний амортизатор з лінійним механічним зворотним зв’язком (див. рисунок 3, б). Проте, загальним у представлених конструкцій є реалізований в них спосіб управління характеристикою демпфірування шляхом зміни сумарної площі поршня. Для цього в конструкціях є поворотна шайба 1 з однією або декількома дросельними отворами, прилегла до нижньої частини поверхні шток-поршня 2, який також має один або декілька дросельних отворів. При переміщенні шток-поршня уздовж осі амортизатора на величину y поворотна шайба 1 своїми направляючими виступами 3 контактує із спіральними проточками: в першому випадку на внутрішній поверхні корпуса 4, а в другому випадку по зовнішній поверхні спеціального направляючого стержня 5. Тим самим реалізується передача виду гвинт(спіральна проточка на циліндричній поверхні) — гайка(поворотна шайба), яка визначає контрольований поворот поворотної шайби 1 на кут $\varphi(y)$. При цьому певна частина дросельних отворів шайби і шток-поршня взаємно перекриваються, що приводить

до зміни сумарної площі відкритих дросельних отворів $S_{до}(\varphi)$, яка і впливає на сумарну площу поршня. В цьому випадку для величини зовнішнього зусилля на поршень F , що визначає характеристику демпфірування амортизатора, з урахуванням виразу (1) отримано

$$F = p(S_{\Sigma 0} \pm S_{до}(\varphi)) \pm G, \quad (2)$$

де $S_{\Sigma 0}$ — сумарна площа поршня в початковий момент часу, коли $\varphi=0$ (до повороту обертальної шайби).

Позитивна якість наведених пристроїв полягає у їх повній автономності та надійному захисті елементів управління характеристикою демпфірування від дії зовнішнього середовища завдяки їх розташуванню усередині корпусу з робочою рідиною. Однак, з урахуванням конструктивних особливостей представлених пристроїв, відповідно до яких поворотна шайба обертається тільки в одному напрямі при русі штока вгору або вниз, очевидно, що $\pm S_{до}(\varphi)$ при простих геометричних формах дросельних отворів шток-поршня і поворотної шайби є лінійною функцією, величина якої пропорційна кроку спіральної проточки P . Отже, представлені конструкції мають змінювану, але все-таки кусочно-лінійну характеристику демпфірування. Реалізація нелінійної характеристики демпфірування можлива лише у разі застосування складних геометричних форм дросельних отворів або реалізації змінного кроку спіральної проточки. Слід зазначити, що такі технічні рішення пов'язані зі значними технологічними труднощами, подолання яких може призвести до невиправдано високої вартості реласакційних амортизаторів представлених типів.

У зв'язку з цим висунуте припущення про те, що на базі створеного реласакційного амортизатора з лінійним механічним зворотним зв'язком (див. рисунок 3, б) можна отримати досконалішу як функціонально, так і технологічно конструкцію, за умови реалізації в структурі цього облаштування нелінійного механічного зворотного зв'язку. Проведені в цьому напрямі дослідження дозволили отримати нове конструктивне рішення (рис. 4).

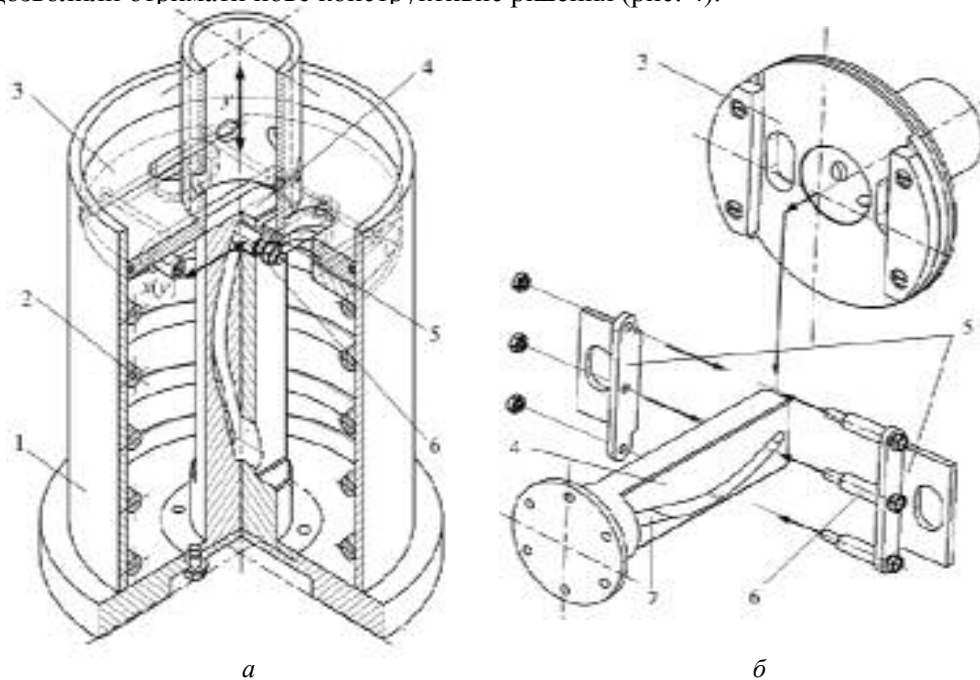


Рис. 4. Пасивний реласакційний амортизатор з нелінійним механічним зворотним зв'язком: загальний вигляд (а); схема складання елементів зворотного зв'язку (б)

Запропонований реласакційний амортизатор містить заповнений робочою рідиною корпус 1 з кришкою; підпружинений витою циліндричною пружиною 2 порожнистий шток-поршень 3 з дросельними отворами, який розділяє корпус на дві порожнини — поршневу і

штокову; направляючий стержень 4 з криволінійним пазом, що жорстко закріплений усередині корпусу 1 і входить у порожнину шток-поршня 3; рухому пластину 5 з дросельними отворами, яка щільно прилягає до нижньої поверхні порожнистого шток-поршня 3 з можливістю її переміщення у площині, перпендикулярній його осі для створення взаємного перекриття дросельних отворів; напрямний ролик 6 закріплено на рухомій пластині 5 для контакту з криволінійним пазом 7 направляючого стержня 4 і утворення з ним нелінійного механічного зв'язку у вигляді кулачкового механізму (див. рисунок 4, а). Конструкція передбачає такий порядок складання елементів нелінійного механічного зворотного зв'язку — кулачкового механізму: направляючий стержень 4 (кулачок) з криволінійним пазом 7, рухома пластина 5 з отворами, і напрямним роликом 6 (штовхачем), порожнистий шток-поршень 3 з отворами (див. рисунок 4, б).

При дії навантаження на порожнистий шток-поршень 3 розташована у корпусі 1 вита циліндрична пружина 2 стискається, що викликає рух шток-поршня відносно направляючого стержня 4 вниз. Робоча рідина перетікає з поршневої порожнини у штокову через дросельний проріз утворений між дросельними отворами порожнистого штока-поршня 3 і рухомою пластини 5 при їх частковому взаємному перекритті, що обумовлює демпфірування коливання об'єкта. При русі порожнистого шток-поршня 3 вгору гідропотік змінить свій напрямок. Кількість робочої рідини, яка перетікає з поршневої порожнини в штокову або навпаки, залежить від площини дросельного прорізу, що регулюється величиною зміщення $x(y)$ рухомої пластини 5, у площині, перпендикулярній осі контактуючого з нею шток-поршня 3. Величина і напрямок переміщення рухомої пластини 5 $x(y)$ залежить від величини і напрямку вертикального переміщення у контактуючого з нею порожнистого шток-поршня 3 відносно направляючого стержня 4, обумовленого величиною і напрямком сили навантаження, а також завдяки контакту її напрямного ролика 6 з криволінійним пазом 7 направляючого стержня 4, з яким вона утворює кулачковий механізм.

Отже, основні переваги запропонованої конструкції у порівнянні з розглянутими полягають: у застосуванні у якості нелінійного механічного зв'язку кулачкового механізму, що дозволяє реалізувати переміщення рухомої пластини на відстань $\pm x(y)$, величина, і що важливо, напрямок якої залежить від форми криволінійного паза направляючого стержня. Тобто, форма криволінійного паза направляючого стержня обумовлює алгоритм управління характеристикою демпфірування. Зважаючи на те, що форма криволінійного паза, навіть з відомими технологічними обмеженнями може бути дуже складна, можна стверджувати:

— запропонований пристрій здатний реалізувати широкий діапазон характеристик демпфірування різних видів нелінійності при наявності дросельних отворів простих, з технологічних міркувань, геометричних форм;

— запропонований пристрій має можливість швидкого переналаштування власної характеристики демпфірування шляхом заміни направляючого стержня на інший з необхідним криволінійним пазом.

Таким чином, застосування запропонованого конструктивного рішення у вигляді релаксаційного амортизатора з нелінійним механічним зворотним зв'язком дозволить значно знизити динамічні навантаження, скоротити час і кількість циклів коливань ТС у перехідних режимах роботи внаслідок реалізації потрібної цільової характеристики демпфірування з найменшими відхиленнями.

Література

1. Дмитриев, А.А. Теория и расчет нелинейных систем поддресоривания гусеничных машин / А.А. Дмитриев, В.А., Чобиток, А.В Тельминов. — М.: Машиностроение, 1976. — 208 с.
2. Афанасьев, Б.А. Проектирование элементов автоматизированных трансмиссий колесных машин: учеб. пособие / Б.А. Афанасьев, С.Д. Полов. — М.: Изд-во МГТУ, 1993. — 35 с.
3. Ротснберг, Р.В. Подвеска автомобиля / Р.В. Ротснберг. — М.: Машиностроение, 1972. — 392 с.
4. Патент України на корисну модель UA 6984 U. Амортизатор / М. Г.Медведєв, В.В. Спіфанов, О.І. Абляскін, С.М. Воронцов (Україна) // Бюл. — 2005. — № 6.

5. Сидоренко, И.И. Синтез пассивного виброизолирующего устройства на основе модифицированного графа / И.И. Сидоренко // Проблемы обчисл. механіки і міцності конструкцій: зб. наукових пр. Дніпропетров. нац. ун-та. — Дніпропетровськ: ІМА-прес, 2009. — Вип. 13. — С. 200 — 207.
6. Сидоренко, И.И. Анализ релаксационных амортизаторов кинематическими и модифицированными графами / И.И. Сидоренко, А.Г. Баханович // Сб. науч. тр. БНТУ. — Минск, 2011. — Вип. 2(38) — С. 34 — 40.

References

1. Dmitriev, A.A. Teoriya i raschet nelineynykh sistem podressorivaniya gusenichnykh mashin [Theory and Calculation of Nonlinear Systems of Track-Type Machines' Cushioning] / A.A. Dmitriev, V.A., Chobitok, A.V Tel'minov. — Moscow, 1976. — 208 p.
2. Afanas'ev, B.A. Proektirovanie elementov avtomatizirovannykh transmissiy kolesnykh mashin: ucheb. posobie [Designing the Automated Transmissions Elements of Wheel Machines: a textbook] / B.A. Afanas'ev, S.D. Polov. — Moscow, 1993. — 35 p.
3. Rotsnberg, R.V. Podveska avtomobilya [Car Suspension] / R.V. Rotsnberg. — Moscow, 1972. — 392 p.
4. Patent Ukrainy na korysnu model UA 6984 U. Amortyzator [Patent of Ukraine for the Useful Model UA 6984 U. Shock Absorber] / M. H. Medvediev, V.V. Yepifanov, O.I. Abliaskin, S.M. Vorontsov (Ukraine) // Biul. [Bulletin] — 2005. — # 6.
5. Sidorenko, I.I. Sintez passivnogo vibroizoliruyushchego ustroystva na osnove modifitsirovannogo grafa [Passive Vibration-Isolation Device Synthesis on the Basis of the Modified Graph] / I.I. Sidorenko // Problemy obchysl. mekhaniky i mitsnosti konstruktzii: zb. naukovykh pr. [Calculating Mechanics and Design Strength Problems: Collected Sci. Papers] Dnipropetrov. nats. un-t. [Dnepropetrovsk State Univ.] — Dnipropetrovs'k, 2009. — Issue 13. — PP. 200 — 207.
6. Sidorenko, I.I. Analiz relasaktsionnykh amortizatorov kinematicallyskimi i modifitsirovannymi grafami [Analysis of Relaxation Shock Absorbers with Kinematic and Modified Graphs] / I.I. Sidorenko, A.G. Bakhanovich // Sb. nach. tr. BNTU [Collected Sci. Papers of Belarus. State Tech. Univ.] — Minsk, 2011. — Issue 2(38) — PP. 34 — 40.

Рецензент д-р техн. наук, проф. Одес. нац. політехн. ун-ту Дашенко О.Ф.

Надійшла до редакції 6 вересня 2011 р.