

УДК 621.002

**В. І. Савуляк**, д. т. н, проф.;  
**О. М. Мироненко**

## ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ГАЛЬМІВНИХ ПРИСТРОЇВ

*Запропоновано порівнювати ефективність гальмівних пристроїв за комплексом критеріїв: максимальною енергією, що розсіюється за один цикл гальмування, стабільністю процесів гальмування, швидкістю або крутизною переднього та заднього фронтів зміни швидкості руху, керованістю або адаптивністю пристроїв до зміни зовнішніх умов та вимог до процесу гальмування.*

*Показано, що для створення гальмівних пристроїв, які здатні забезпечити комплекс показників якості, доцільно використовувати гідравлічні приводи. Використання запірно-регулювальної апаратури з електромагнітним пропорційним або дискретним керуванням та мікропроцесорів дозволяє забезпечити необхідну точність виконання законів гальмування та розсіювання необхідних обсягів енергії. Підвищення надійності та ефективності гальмівних пристроїв можна також забезпечити за допомогою комбінованих пристроїв.*

### Вступ

Одним із шляхів підвищення продуктивності праці є збільшення швидкості руху машин і механізмів та їх робочих органів. Значні швидкості руху загострюють проблеми забезпечення якості перехідних процесів, які в механіці називають розгоном та гальмуванням. За останні 15—20 років середня швидкість руху транспортних засобів значно збільшилась. Швидкість удару, наприклад, вагонів залізничних поїздів під час робіт на сортувальних гірках збільшилась з 5 до 15—16 км/год. Так одна із залізничних фірм США за один рік виплатила 7 мільйонів доларів за шкоду, заподіяну ударами на сортувальних гірках [1]. Жорсткішими стають і вимоги до конструкції та надійності приводів та пристроїв, що забезпечують розгін та гальмування. Сучасні металорізальні верстати характеризуються значними швидкостями холостих (допоміжних) ходів робочих органів (супортів, шпиндельних головок тощо). Це загострює проблему ударних режимів роботи, розгону та гальмування робочих органів верстатів. Ще жорсткішими є вимоги до ударних випробувальних стендів. Для них необхідно не тільки забезпечити прискорення 100 g...200 g, але й високу точність виконання та повторювання циклограми випробувань. Відомі гальмівні пристрої не забезпечують у повному обсязі ці вимоги.

Задачею цієї статті є порівняльний аналіз гальмівних пристроїв, що призначені для роботи в умовах, коли необхідно за короткий час розсіяти велику кінетичну енергію та забезпечити при цьому з високою точністю закони гальмування за умови багаторазового їх повторення.

### 1. Досягнення у вирішенні проблеми

Багато сучасних приладів і пристроїв в реальних умовах експлуатації піддаються дії інерційних навантажень з великими прискореннями (удари, екстрені гальмування, вібрації тощо). Результатом дії таких навантажень на об'єкт є порушення механічної цілісності об'єкта або функціональні відхилення його експлуатаційних характеристик. Вплив удару неможливо усунути повністю, тому конструкція об'єкта повинна бути достатньо удароміцною, щоб витримувати заданий рівень ударної дії, і ударостійкою, тобто нормально функціонувати під час і після дії ударного навантаження. Ці два чинники (удароміцність і ударостійкість) визначають основні види ударних випробувань, що проводяться на стадіях проектування, випробування, промислового освоєння і експлуатації різних об'єктів.

В лабораторних умовах звичайно імітують умови ударного імпульсу, умови реакції об'єкта на дію реального ударного імпульсу, пошкодження об'єкта.

За принципом поглинання енергії гальмівні пристрої поділяються на консервативні (пружні), дисипативні та змішані. В залежності від природи сил гальмування вони поділяються на пневматичні, механічні, гідравлічні, електричні і комбіновані [1—5, 7, 8]. За своїми якісними показниками вони класифікуються за максимальною енергією розсіювання, точністю позиціонування, коефіцієнтом розсіювання енергії; за видом руху — на поступальні або обертові.

Механічні гальмівні пристрої використовують внутрішнє тертя, що виникає під час пружної деформації їх елементів або зовнішнє тертя двох поверхонь для перетворення кінетичної енергії в теплову, яка розсіюється в процесі гальмування. Найбільш розповсюджена група гальмівних пристроїв представлена фрикційними конструкціями. Фрикційні амортизатори застосовуються як для гальмування для остаточної зупинки, так і для позиційної зупинки рухомих вузлів машин. Більшість позиціонерів, роботів і маніпуляторів побудовано з використанням фрикційних пристроїв [2, 5, 6, 8]. Недоліком пристроїв з таким принципом роботи є нестабільність показників якості перехідного процесу, що зумовлено стохастичним характером фрикційних функцій, які є аргументом швидкості, прискорення, напряму руху, тривалості нерухомого контакту, наявності та характеристик мастила, температури та складу середовища, нормальних тисків в фрикційному контакті, матеріалів пари тертя тощо.

В останній час для демпфування коливань рухомих об'єктів з автоматичним керуванням застосовуються пристрої з використанням електромагнітного поля, що взаємодіє безпосередньо з рухомими частинами або через порошок, суспензії чи рідини, змінюючи в них внутрішнє тертя. Недоліком цих пристроїв є обмеженість енергії розсіювання та наявність небажаних сильних електромагнітних полів через їх негативний вплив на прилади та людей.

Найширше застосування для зменшення швидкості й амортизації удару рухомих мас, зокрема і в машинах-автоматах та іншому устаткуванні з позиціонуванням по упорах, знайшли автономні гідравлічні гальмові приводи, які називають також гідробуферами чи гідродемферами або гідромортизаторами. Питання теорії, принципів побудови і розрахунку автономних гідравлічних гальмівних пристроїв розглядаються в низці робіт [2, 6, 7]. Конструкції і характеристики пристроїв промислового застосування розглянуті в роботах [1—6, 8]. Досить повно розроблені методи аналізу і синтезу гальмівних пристроїв гідроприводів машин-автоматів для різних галузей промисловості [2, 7]. Але перераховані вище роботи обмежуються розглядом приводів, що розсіюють порівняно невеликі енергії, не забезпечують високої точності та відтворюваності циклограми гальмування.

## 2. Порівняння методів гальмування за показниками якості

Якість гальмівних пристроїв є інтегральним показником, який охоплює показники надійності, ергономічні, економічні та функціональні. В нашій роботі для порівняння методів гальмування доцільно виділити ті, які найбільше характеризують ефективність процесів гальмування. До цих показників, на наш погляд, слід віднести:

- максимальну енергію, що розсіюється за один цикл гальмування;
- стабільність процесів гальмування;
- швидкодію або крутизну переднього та заднього фронтів наростання і спадання прискорення гальмування;
- керованість або можливість адаптивності пристроїв до зміни зовнішніх умов та вимог до процесу гальмування.

Для пояснення принципу дії на рис. 1 показані конструктивні схеми гальмівних пристроїв, що знайшли широке застосування в техніці: а) гідравлічний, б) гумовий, в) пружинний, г) фрикційний. У гідравлічного пристрою (рис. 1а шток поршня 1 сприймає кінетичну енергію об'єкта, що гальмується, і перетворює її в потенціальну енергію тиску робочої рідини. При цьому рідина, що витісняється через дросель 2 в резервуар 3 з перепадом тиску  $\Delta p$ , виконує роботу, а її енергія витрачається на нагрівання рідини та середовища. Зворотний рух поршня 1 забезпечується пружиною, а робоча рідина з резервуара всмоктується в порожнину циліндра через зворотний клапан 4. Якщо змінювати гідравлічний опір дроселя 2, наприклад, зміною площі його робочого

вікна (отвору), то такий пристрій може бути керованим в плані зміни величини кінетичної енергії, що поглинається за один хід поршня, або створювати змінний опір руху об'єкта під час гальмування.

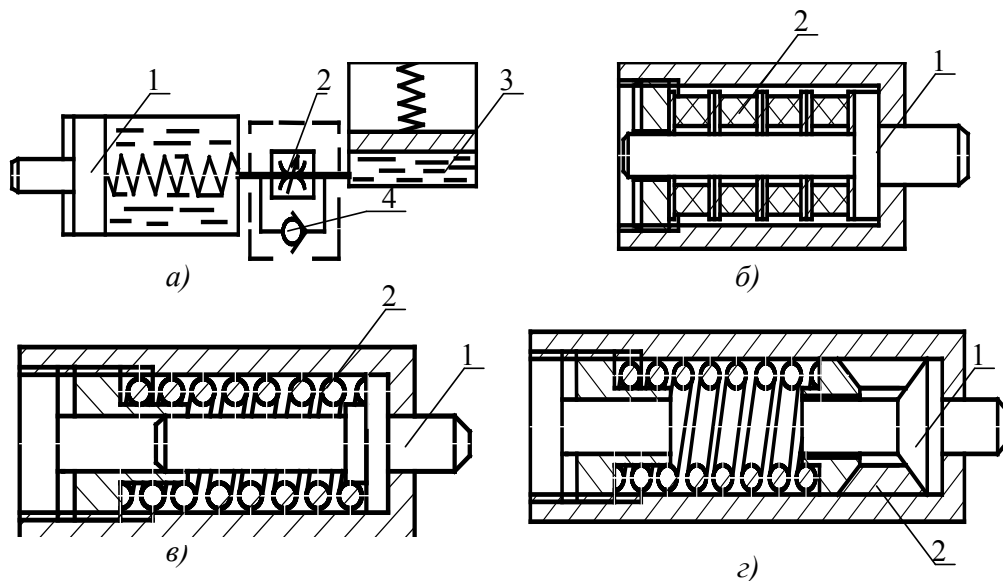


Рис. 1. Конструктивні схеми гальмівних пристроїв:  
 а — гідравлічний; б — гумовий; в — пружинний; г — фрикційний

У гумовому пристрої (рис. 1б) енергія руху об'єкта розсіюється на внутрішнє тертя в гумі та зовнішнє тертя між гумою та іншими деталями пристрою. Замість гуми може використовуватись інший еластомір або композиційні еластичні матеріали.

Пружинний гальмівний пристрій (рис. 1в) гальмує об'єкт за рахунок переходу кінетичної енергії об'єкта в потенціальну енергію пружини. При цьому розсіюється невелика частка енергії на внутрішнє тертя в матеріалі пружини та сухе тертя площин опорних витків. Застосуванням спеціальних пружин, наприклад, ресор або газорідних амортизаторів вдається змінити характеристики пристрою та збільшити розсіювання енергії за один цикл.

Фрикційний пристрій (рис. 1г) розсіює енергію за рахунок тертя між рухомою розрізною втулкою з фрикційного матеріалу 10, яка розтискається конусами 1, та корпусом. Цей пристрій є комбінований і має властивості пружинного та фрикційного.

Основна характеристика, за якою визначається ефективність гальмівного пристрою під час впливу на об'єкт, що рухається з початковою швидкістю  $v$  і масою  $m$  та обмежується силою гальмування  $P$  на шляху  $s$ , є енергія гальмування

$$\frac{mv^2}{2} = Ps.$$

На рис. 2 у безрозмірних координатах *сила—переміщення* ( $\bar{P} - \bar{X}$ ) показано сімейство силових характеристик типових гальмівних пристроїв, де  $\bar{P} \square \frac{P_M}{P_{НОМ}}$  та  $\bar{X} \square \frac{X_M}{X_{НОМ}}$ , причому  $P_M, X_M$  — миттєві значення, а  $P_{НОМ}, X_{НОМ}$  — номінальні значення змінних. Цикл роботи пристроїв описується двома вітками графіків (на рис. 2 показано відповідними стрілками): на етапі навантаження при  $v > 0$  сила гальмування змінюється за залежністю  $P_H(x)$ , на етапі розвантаження при  $v < 0$  залежністю  $P_p(x)$ . Площа під кривою  $P_H(x)$ , визначає енергію руху  $E_H$ , сприйняту гальмівним приводом

$$E_H = \int_0^{x_{\max}} P_H(x) dx.$$

Площа під кривою  $P_p(x)$ , характеризує енергію, що повертається гальмівним пристроєм зовнішньому приводу

$$E_p = \int_0^{x_{\max}} P_p(x) dx.$$

Різниця між  $E_n$  і  $E_p$  визначає розсіяну амортизатором енергію

$$E = E_n - E_p.$$

Оскільки енергоємність гальмівного пристрою і максимальна сила гальмування визначаються залежністю  $P_n(x)$ , то під час оптимального проектування основну увагу приділяють забезпеченню саме цієї залежності. Форма кривої  $P_p(x)$  визначає також час відновлення гальмівного пристрою після гальмування.

За критеріями якості найкращим вважають пристрій, що здатний сприймати можливу найбільшу енергію руху (удару), а сили, що виникають при цьому, не перевищують допустимих значень. У такому випадку оптимальною можна вважати характеристику, при якій для будь-якої енергії руху (удару) шлях гальмування, наприклад, стискання амортизатора, дорівнює його повному ходу, а зусилля стискання  $P = \text{const}$  (рис. 2, крива 5). Такий гальмівний пристрій (амортизатор) адаптується до умов удару, і максимальна сила, що діє на об'єкт гальмування та пристрій, є меншою, ніж при будь-якій іншій формі кривої  $P_n(x)$  силової характеристики. Таку характеристику називають ідеальною [1].

Зіставляючи фактичну силову характеристику гальмівного пристрою (амортизатора) з ідеальною, можна певною мірою судити про його переваги. Характеристика, показана на рис. 2 (крива 4), типова для звичайного пружинного гальмівного пристрою (рис. 1в). Нахил віток характеристики залежить від жорсткості пружини. Площа, обмежена вітками деформування та відновлення пружини (ресори), характеризує розсіяну енергію на внутрішнє та зовнішнє тертя.

Характеристика, показана на рис. 2 (крива 2), відповідає фрикційним амортизаторам (рис. 1г), зусилля пружини в яких зі зростанням переміщення збільшується, що є причиною відповідного збільшення сили тертя. Залежність зусилля гальмування від переміщення гумових амортизаторів відображено кривою 3 на рис. 2. На ній видно значне зростання сили гальмування в кінці ходу гальмівного пристрою і також незначний ефект розсіювання енергії гумовими деталями гальмівного пристрою.

Силова характеристика, яка представлена на рис. 2 кривою 1 описує роботу гідравлічного гальмівного пристрою.

Аналізуючи наведені на рис. 2 силові характеристики можна зробити висновок, що за критерієм розсіювання енергії найбільш оптимальним є гідравлічний пристрій, у якого силова характеристика найбільше наближається до характеристики ідеального пристрою.

Стабільність руху при гальмуванні прийемо за другий не менш важливий показник якості гальмівних пристроїв. При порівнянні осцилограм перехідних процесів [1] можна побачити, що характер руху фрикційного гальмівного пристрою типу Ш1-ТМ (рис. 3, крива 1), гумового гальмівного пристрою типу ПМК-120А (рис. 3, крива 2), гальмівного пристрою фірми «Пірлес» (рис. 3, крива 3) нестабільні в силу використаних в них відповідних конструктивних елементів. Стрибко-

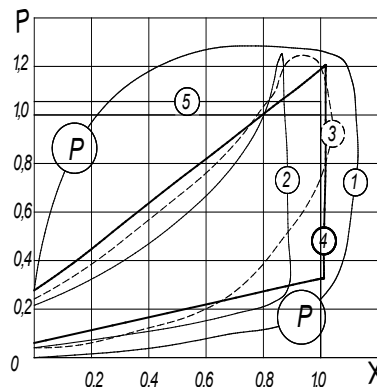


Рис. 2. Типові силові характеристики гальмівних пристроїв: 1— гідравлічний; 2— фрикційний; 3— гумовий; 4— пружинний; 5— ідеальний

подібні коливання силових характеристик цих гальмівних пристроїв знижують надійність його роботи і значно збільшують величину навантаження об'єкта. При цьому збуджуються коливання окремих елементів конструкції об'єкта чи його устаткування. У результаті, навіть при відносно невеликих силах удару чи деформації, прискорення цих елементів виявляються значними.

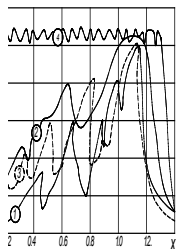


Рис. 3. Осцилограми зміни сили гальмування для різних типів гальмівних пристроїв: 1 — тип Ш1-1ТМ, 2 — тип ПМК-120, 3 — фірми «Пірлес», 4 — за А. с. № 930035

тертя фрикційного контакту і пружності системи); на другій — поверхні тертя знаходяться в стані відносного руху. Параметри руху визначаються кінетичною характеристикою тертя та власною частотою системи.

Аналіз експериментальних даних [1], як щодо вітчизняних фрикційних амортизаторів (типів Ш-1-ТМ, Ш-2-Т, Ш-2-В), так і закордонних (фірм «Пірлес», «Майнер», «Вестингауз» (США)) показав, що фактором який визначає характер коливань в амортизаторах, є значне підвищення коефіцієнта тертя спокою під час зупинок. Останнє може бути обумовлено різними причинами, наприклад, молекулярним схоплюванням.

Під час моделювання релаксаційних коливань фрикційних пристроїв виявляється, що спадна залежність коефіцієнта тертя від швидкості, обумовлює його опис детермінованою автоколивальною моделлю, частотні характеристики якої визначаються пружно-інерційними характеристиками.

До важливих характеристик гальмівних пристроїв слід віднести крутизну переднього і заднього фронтів навантаження або для ударних стендів це швидкість наростання прискорення ударного імпульсу, яке залежить від частоти власних коливань об'єкта, що гальмується. Частота власних коливань визначається масою і жорсткістю підвіски об'єкта. Осцилограми процесу гальмування свідчать, що збільшенням жорсткості підвіски можна забезпечити значну крутизну переднього і заднього фронтів у гідравлічних пристроях (крива 4, рис. 3). Ця властивість дає можливість створювати гальмівні пристрої з керованими законами навантаження.

Пристрій з можливістю керування законом навантаження реалізовано в ударно-випробувальному стенді за авторським свідоцтвом [8]. Суть винаходу полягає в обмеженні сили гальмування, яку створює гідравлічний пристрій, спеціальною системою керування зі зворотним зв'язком за тиском.

Четвертим якісним показником є спроможність налаштуватися до зміни початкових параметрів системи (початкової швидкості, маси об'єкта). Найпростіше дозволяють інтегруватися в системи керування гальмівні приводи, що застосовують електромагнітні системи керування. Достатньо просто ці питання розв'язуються також і в гідравлічних приводах шляхом використання електромагнітних клапанів, пропорційних дроселів та іншої регульовальної апаратури. Гумові і фрикційні гальмівні пристрої з їх жорсткою конструкцією та незмінною характеристикою не дозволяють оперативно змінювати параметри гальмування.

Стрибкоподібні коливання на силовій характеристиці фрикційних гальмівних пристроїв є наслідком релаксаційних автоколивань, що звичайно виникають у пружній системі з тертям ковзання. Їхня поява пов'язана зі зменшенням коефіцієнта тертя при збільшенні швидкості ковзання (спадна кінетична характеристика сили тертя). На параметри релаксаційних автоколивань цих пристроїв суттєво впливає залежність сили тертя спокою від тривалості нерухомого контакту [10]. Процес релаксаційних коливань розпадається на дві стадії: спочатку поверхні тертя знаходяться в стані спокою (тривалість стадії залежить від статичної характеристики

## Висновки

1. Для створення гальмівних пристроїв, що здатні забезпечити комплекс показників якості, слід використовувати гідравлічні приводи. Використання запірно-регулювальної арматури з електромагнітним пропорційним або дискретним керуванням та мікропроцесорів дозволяють забезпечити необхідну точність виконання законів гальмування та розсіювання необхідних обсягів енергії.

2. Підвищити надійність та ефективність гальмівних пристроїв можна за рахунок застосування комбінованих пристроїв.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Никольский Л. Н. Амортизаторы удара подвижного состава / Л. Н. Никольский, Б. Г. Кеглин. — М.: Машиностроение, 1986. — 144 с.
2. Филиппов И. Б. Тормозные устройства пневмоприводов / И. Б. Филиппов. — М.: Машиностроение, 1987. — 143 с.
3. Неразрушающий контроль и диагностика: [справочник] / В. В. Клюев, Ф. Р. Соснин, А. В. Ковалев; под общей ред. В. В. Клюева. — 2005.
4. Приборы и системы для измерения вибрации, шума и удара; под ред. В. В. Клюева. — М.: Машиностроение, 1978. — 440 с.
5. Кеглин Б. Г. Научные принципы создания амортизаторов удара подвижного состава железных дорог: [справочник]. — М.: Машиностроение, 2000. — С. 13—16.
6. Болдырев А. П. Расчет и проектирование амортизаторов удара подвижного состава / А. П. Болдырев, Б. Г. Кеглин. — М.: Машиностроение. — 2004. — 199 с.
7. Левитский Н. И. Расчет управляемых устройств для торможения гидроприводов / Н. И. Левитский, Е. А. Цуханова. — М.: Машиностроение, 1971. — 232 с.
8. А. с. 930035 СССР. Ударный испытательный стенд / Ю. М. Дивеев, О. М. Мироненко и др. // Бюл. № 26. — 1983.
9. Никольский Л. Н. Фрикционные амортизаторы удара / Л. Н. Никольский. — М.: Машиностроение, 1964. — 167 с.
10. Savulyak V. I. Determination of experimental friction characteristics of sliding quide Materials / V. I. Savulyak // Проблеми трибології. — 1998. — № 1. — С. 33—39.

Рекомендована кафедрою технології підвищення зносостійкості

Надійшла до редакції 11.12.07  
Рекомендована до друку 29.09.08

**Савуляк Валерій Іванович** — завідувач кафедри технології підвищення зносостійкості; **Мироненко Олег Макарович** — старший викладач кафедри технології та автоматизації машинобудування.

Вінницький національний технічний університет