

Надобко, В. Б. Дослідження режимів роботи гальмівних пневматичних приводів автотранспортних засобів / В. Б. Надобко, В. В. Малий // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка. Редколегія: С. Ф. Пічугін (головний редактор) та інші. – Вип. 1 (31). – Полтава: ПолтНТУ, 2012. – С. 228 – 234.

УДК 629.017

*В. Б. Надобко, к.т.н., доц., В. В. Малий, магістрант
Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка*

ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ГАЛЬМІВНИХ ПНЕВМАТИЧНИХ ПРИВОДІВ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Наведено результати досліджень пневматичних приводів гальм автотранспортних засобів. Проведено порівняння теоретичних і експериментальних значень тиску в різних точках гальмівної системи та оцінювання динаміки привода.

Ключові слова: гальмування, пневматичний привід, тиск, криві зміни об'єму.

Вступ. Відомо, що робоча гальмівна система (далі – РГС) автотранспортного засобу (далі – АТЗ) винятково важлива для забезпечення безпеки руху автомобілів. Дослідженням її робочих процесів завжди приділялася увага, особливо, коли йшлося про РГС із пневматичним приводом.

У РГС із пневматичним приводом тиск робочого середовища в трубопроводах наростає повільніше (стиснення повітря), ніж при гідравлічному приводі (стиснення рідини), відповідно, час спрацьовування гальм при пневматичному приводі більший, ніж при гідравлічному. Тому проблема вдосконалення пневматичного привода та покращання його динаміки є достатньо актуальною.

Огляд останніх джерел досліджень і публікацій. Ефективність автомобільного транспорту можна підвищити за рахунок збільшення вантажопідйомності, широкого застосування автопоїздів і поліпшення тягово-швидкісних властивостей автотранспортних засобів. У зв'язку зі збільшенням повної маси останніх, а також підвищенням швидкості й інтенсивності руху особливо актуальною є проблема безпечного й ефективного гальмування. Тому великого значення набуло вдосконалювання елементів конструкції автомобіля, і серед них – гальмівних систем [1 – 4].

Постановка завдання. Метою статті є аналіз шляхів вирішення науково-технічної проблеми підвищення ефективності дії гальмівних засобів автотранспорту, збільшення безпеки руху за рахунок швидкодії гальмівної системи автомобіля, а також результатів теоретичних і експериментальних досліджень, що дозволяє на стадії проектування визначати раціональні параметри системи.

Основний матеріал і результати

1 Режими роботи пневматичного привода

Залежно від темпу натискання на педаль розрізняють два типи гальмування:

- аварійне;
- службове.

При аварійному гальмуванні привід гальм повинен забезпечити мінімальний час спрацьовування, при службовому – якісну відстежувальну дію як за силою, так і за переміщенням. Залежно від виду гальмування привід або окремі його апарати можуть працювати у двох режимах:

- перехідному;
- усталеному.

Отже, чим менший темп переміщення гальмівної педалі, тим режим роботи привода ближче до усталеного. Характер роботи гальм у цьому випадку визначається, головним чином, статичними характеристиками. Чим більша швидкість переміщення педалі, тим більший вплив на характер роботи привода здійснюють динамічні характеристики, які залежать від площ прохідних перерізів клапанів, пневматичних магістралей та їх довжини, величини об'ємів, що наповнюються або спорожняються.

Під усталеним режимом роботи гальмівного привода розуміють такий його стан, коли визначеному переміщенню та зусиллю на педалі відповідає визначений тиск робочого середовища в гальмівних камерах або циліндрах, який з плином часу залишається постійним для даного положення та зусилля на педалі.

Під перехідним режимом, характер якого залежить від темпу переміщення педалі та динамічних характеристик окремих апаратів і всього привода, розуміється такий стан гальмівного привода, коли при визначеному положенні та зусиллі на педалі протягом певного часу спостерігається змінне відхилення тиску в гальмівних камерах або циліндрах від закону, що відповідає усталеному режимові.

2 Наростання та падіння тиску в пневматичних гальмівних апаратах

При визначені часу зміни надлишкового тиску в гальмівних апаратах і магістралях використано експоненціальний закон зміни тиску в пневматичних системах, який виведено на основі загального фізичного закону про швидкість переходу dP/dt , Па/с, з одного потенціального рівняння до іншого,

$$\frac{dP}{dt} = k \cdot (P_{max} - P), \quad (1)$$

де P_{max} – тиск в сосуді А, що зображений на рисунку 1, із якого повітря по трубопроводу перепускається в сосуд Б. Причому, сосуд А настільки великий, що P_{max} – величина постійна, Па;

P – тиск в сосуді Б постійного об'єму, Па;

t – час, с;

k – коефіцієнт, константа часу, що залежить від конструктивних параметрів привода, c^{-1} .



Рисунок 1 – Схема посудів

Із рівняння (1) для випадку підвищення тиску P , Па, в сосуді Б отримаємо

$$P = P_{max} \cdot (1 - e^{-k \cdot t}). \quad (2)$$

За рівнянням (2) на рисунку 2 побудовано графік підвищення тиску в об'ємах 840; 1840; 2900 cm^3 , для різних значень k . Суцільні лінії – це експериментальні криві, а штрихові лінії – отримані за формулою 2. По осі ординат відкладається безрозмірний параметр $P_{безр.} = P/P_{max}$.

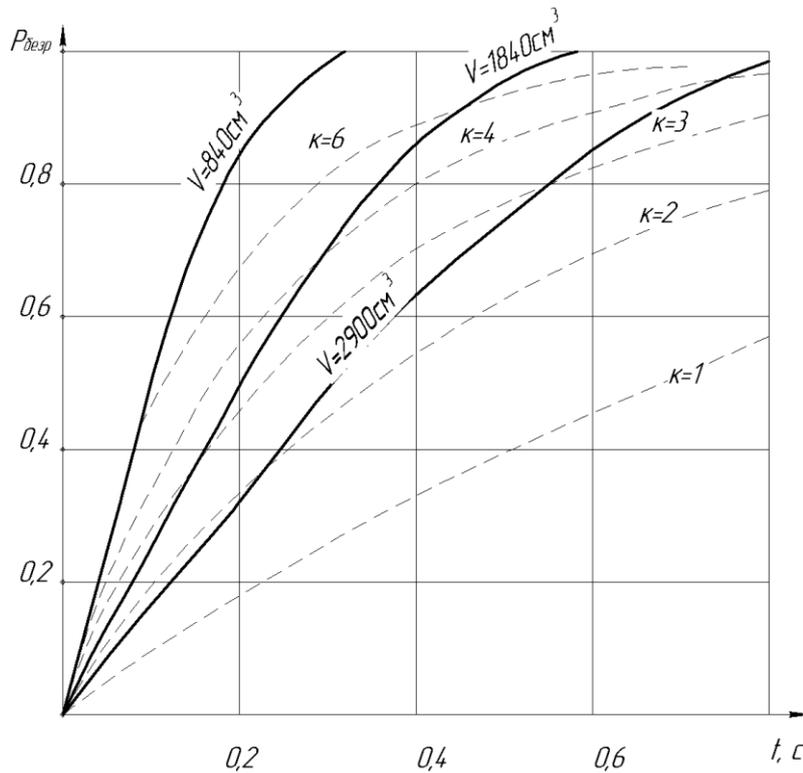


Рисунок 2 – Криві підвищення тиску в об'ємах 840; 1840; 2900 см³ для різних значень k

Для випадку падіння тиску P, Па, в сосуді Б

$$p = p_{max} \cdot e^{-k \cdot t} \quad (3)$$

За цією формулою побудовано графік на рисунку 3, на якому суцільні лінії – це експериментальні криві, а штрихові лінії – отримані за формулою 3.

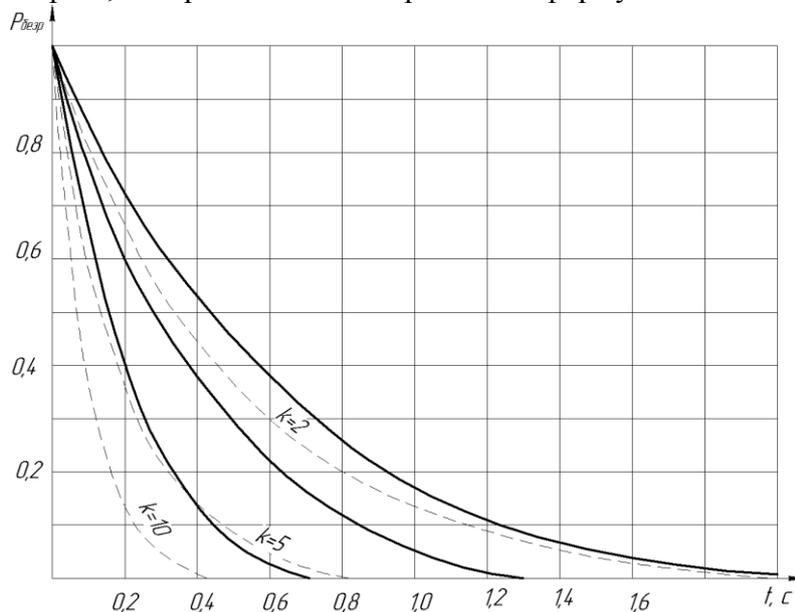


Рисунок 3 – Криві падіння тиску в різних об'ємах 840; 1840; 2900 см³ для різних значень k

Експериментально встановлено, що рівняння (2) та (3) не відповідають дійсному характеру збільшення тиску в сосуді Б, як показано на рисунках 1 та 2.

У результаті обробки експериментальних даних і визначення параметрів за методом середніх отримано емпіричні залежності, що характеризують процес опорожнення та наповнення об'ємів. Для випадку наповнення об'єму ця залежність має вигляд

$$p_{безр} = A \cdot (1 - e^{-k \cdot t}), \quad (4)$$

а для випадку спорожнення

$$P_{\text{безр}} = B \cdot e^{-k \cdot t} - (B-1), \quad (5)$$

де $P_{\text{безр}}$ – відношення

$$P_{\text{безр}} = \frac{P}{P_{\text{max}}}, \quad (6)$$

P – миттєве значення надлишкового тиску в досліджуваному сосуді;

A та B – безрозмірні коефіцієнти, що залежать від надлишкового максимального тиску P_{max} в системі; для $P_{\text{max}}=6 \dots 7$ кг/см² $A=1,63$; $B=1,2$.

При розгляді динамічних характеристик привода, в основному, визначають час зміни тиску тільки в гальмівних камерах, а весь процес наповнення або опорожнення гальмівних апаратів у спрощеному вигляді розглядають як процес витікання повітря з ресивера через еквівалентну систему опорів, які мають загальний коефіцієнт витрат μ , в гальмівну камеру. Тоді можна використовувати залежності часу наповнення і спорожнення постійних об'ємів, приведені в [4], що мають наступний вигляд:

– для випадку підвищення тиску

$$t = 3,62 \cdot 10^{-5} \frac{V}{\mu \cdot f} [\psi_1(\varepsilon_2) - \psi_1(\varepsilon_1)]; \quad (7)$$

– для випадку падіння тиску

$$t = 2,53 \cdot 10^{-4} \frac{V}{\mu \cdot f} \cdot \frac{[\psi_2(\varepsilon_{B2}) - \psi_2(\varepsilon_{B1})]}{\varepsilon_a^{\frac{k-1}{2 \cdot k}}}, \quad (8)$$

де V – об'єм, см³;

μ – коефіцієнт витрат;

f – середній прохідний переріз повітропроводу, см³;

$\psi_2(\varepsilon_{B1})$, $\psi_1(\varepsilon_{B2})$ – функції, що відповідають кінцевому тиску, відповідно, в об'ємах опорожнення та наповнення;

$\psi_2(\varepsilon_{B2})$, $\psi_1(\varepsilon_{B1})$ – функції, що відповідають, початковому тиску, відповідно, в об'ємах опорожнення та наповнення.

Постійні коефіцієнти $2,53 \cdot 10^{-4}$ та $3,62 \cdot 10^{-5}$ мають розмірність с/см.

Значення функцій $\psi_2(\varepsilon_{B1})$, $\psi_1(\varepsilon_{B2})$, $\psi_2(\varepsilon_{B2})$, $\psi_1(\varepsilon_{B1})$ беруть із графіка, зображеного на рисунку 4. При цьому:

$$\varepsilon_{B2} = \frac{P_a}{P_{\text{max}}}, \quad (9)$$

$$\varepsilon_{B1} = \frac{P}{P_{\text{max}}}, \quad (10)$$

$$\varepsilon_1 = \frac{P_a}{P_{\text{max}}}, \quad (11)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{P}{P_{\text{max}}}, \quad (12)$$

де P – значення абсолютного тиску в порожнині наповнення або спорожнення в даний момент, Па;

P_a – початковий абсолютний тиск в порожнині наповнення чи спорожнення, Па;

P_{max} – максимальний абсолютний тиск, Па.

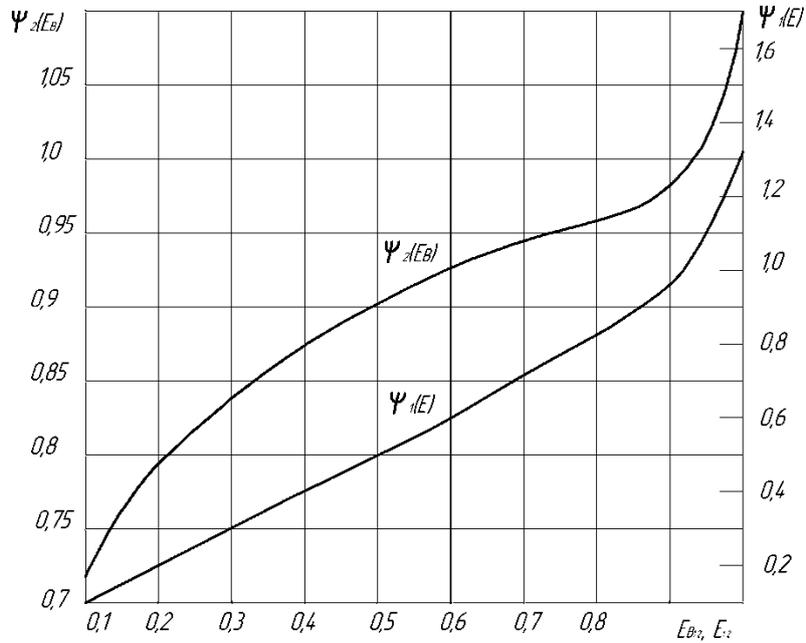


Рисунок 4 – Графік функцій $\psi_1(\varepsilon)$, $\psi_2(\varepsilon_B)$ для визначення часу наповнення та спорожнення

Крім того графік, який зображений на рисунку 3 може бути використаний для визначення ε_a^{2k} , оскільки при $0 < \varepsilon < 0,528$ функція

$$\psi_2(\varepsilon_B) = \varepsilon_a^{2k} \cdot \frac{k-1}{k} \quad (12)$$

Залежності між часом наповнення об'ємів гальмівних апаратів тиском, визначені теоретично за формулою (7) та експериментально, досить точно відповідають одна одній, як показано на рисунку 5 (Штрихові лінії отримані за формулою (7), суцільна лінія – експериментально досліджена).

В даний час оцінка динаміки привода виконується за часом його спрацювання при аварійному гальмуванні. Оцінювання привода тільки за часом спрацювання не повністю об'єктивне, оскільки при цьому важко оцінити досконалість конструкції привода з точки зору опору проходження повітря, неможливо порівняти приводи різних типів автомобілів.

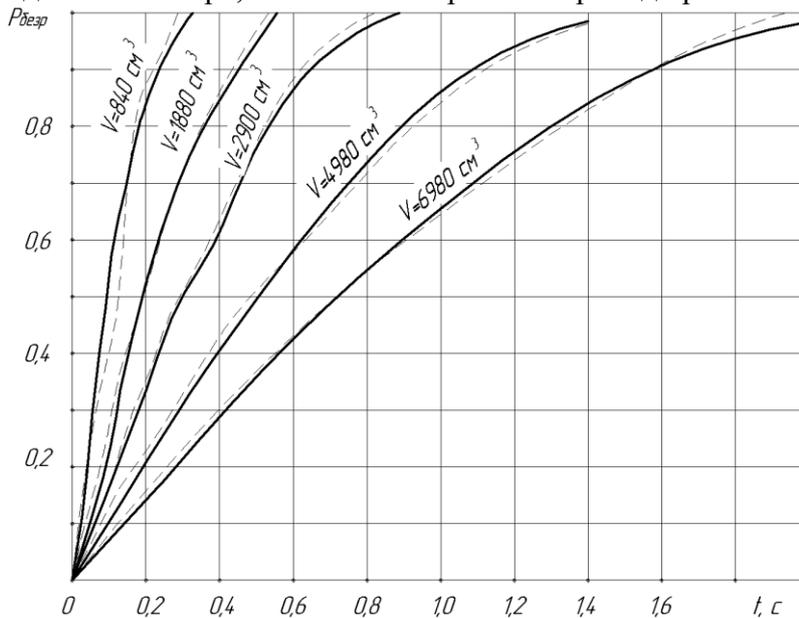


Рисунок 5 – Криві підвищення тиску в об'ємах 840, 1880, 2900, 4980, 6980 cm^3 через повітропровід діаметром 8 мм та довжиною 4 м

Беручи до уваги те, що формула (7) достатньо точно описує процес наповнення робочих апаратів через систему привода, є можливість об'єктивно оцінити конструкцію

привода з точки зору його прохідності за допомогою коефіцієнта прохідності привода x , $\text{см}^3/\text{с}$, який у випадку наповнення об'єму гальмівних камер згідно формули (7) буде

$$x = \frac{\mu \cdot f}{3,62 \cdot 10^{-5}} = \frac{V \cdot [\psi_1(\varepsilon_2) - \psi_1(\varepsilon_1)]}{t}. \quad (13)$$

Величина x , $\text{см}^3/\text{с}$, представляє собою об'єм повітря, що проходить за 1 с через систему привода при визначеній різниці тисків. Значення усередненого коефіцієнта прохідності x для кожного типу гальмівного привода дозволяє оцінювати досконалість конструкції гальмових апаратів і схеми привода з точки зору їх динамічних характеристик, вказує на шляхи поліпшення динаміки привода.

Для кривих, представлених на рисунку 2, визначено значення x та η , які в середньому дорівнюють $x=4030 \text{ см}^3/\text{с}$, $\eta=0,285$.

Висновки. Проаналізовано результати досліджень динамічних характеристик гальмівного привода, залежності падіння і підвищення тиску від часу і об'єму, порівняння теоретичних і експериментальних значень тиску у різних об'ємах.

Наведені в статті емпіричні залежності достатньо точно співпадають з дійсними кривими і, таким чином, являють собою основу для розроблення методики розрахунку пневматичних гальмівних систем автотранспортних засобів та режимів їх роботи.

Література

1. Беленький Ю.Б. О требованиях к тормозным свойствам автомобилей. – «Автомобильная промышленность», 1963, № 5
2. Брыков А.С., Оржевский И.С., Розанов В.Г. Исследование работы противоблокировочного приспособления в пневматическом тормозном приводе автомобиля. – «Автомобильная промышленность», М., 1962, № 11
3. Бухарин Н.А. Тормозные системы автомобилей. Л.-М.: Машигиз, 1960. – 256 с.
4. Туренко А.М., Богомолов В.О., Клименко В.І., Ходирев С.Я., Кирчатий В.І., Михалевич М.Г. Функціональний розрахунок гальмівної системи автомобіля з барабанными гальмами та регулятором гальмівних сил. – Харків: ХНАДУ, 2003. – 120 с.

Надійшло до редакції
© В. Б. Надобко, В. В. Малий

В. Б. Надобко, к.т.н., доц., В. В. Малий, магистрант
Полтавский национальный технический университет имени Юрия Кондратюка

ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТОРМОЗНЫХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Приведены результаты исследований пневматических приводов тормозов автотранспортных средств. Проведено сравнение теоретических и экспериментальных значений давления в разных точках тормозной системы и оценка динамики привода.

Ключевые слова: торможение, пневматический привод, давление, кривые изменения объёма.

V. B. Nadobko, k. t. n., doc., V. V. Malyj, magistrant
The Poltava national technical university of a name of Yury Kondratyuk

RESEARCHES OF OPERATIONAL MODES OF BRAKING AIR DRIVES OF TRUCKING FACILITIES

The results of studies of pneumatic actuators vehicles. A comparison of theoretical and experimental values of pressure at different volumes and assessment of the dynamics of the drive.

Keywords: inhibition, pneumatic actuator, the pressure curves of traits.