

УДК 629.113

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ОДНОКАМЕРНИХ ВАКУУМНИХ ПІДСИЛЮВАЧІВ АВТОМОБІЛЬНИХ ГАЛЬМ

М.В. Склярів, доцент, к.т.н., О.О. Ярита, магістр, ХНАДУ

Анотація. Математична модель однокамерного вакуумного підсилювача дозволяє досліджувати залежності вихідних параметрів від взаємного переміщення штовхача, поршня і штока, а також перепадів тиску в робочих порожнинах.

Ключеві слова: підсилювач, робочі процеси, моделювання, поршень, штовхач.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОДНОКАМЕРНЫХ ВАКУУМНЫХ УСИЛИТЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ ТОРМОЗОВ

Н.В. Склярів, доцент, к.т.н., А.А. Ярита, магістр, ХНАДУ

Аннотация. Математическая модель однокамерного вакуумного усилителя позволяет исследовать зависимости выходных параметров от взаимного перемещения толкателя, поршня и штока, а также перепадов давления в рабочих полостях.

Ключевые слова: усилитель, рабочие процессы, моделирование, поршень, толкатель.

THEORETICAL RESEARCH OF VACUUM STRENGTHENERS OF ONE CHAMBER MOTOR-CAR BRAKES

M. Sklyarov, Associate Professor, Candidate of Technical Sciences,
O. Yarita, Master, KhNAHU

Abstract: The mathematical model of one chamber vacuum strengthener allows to detect the dependences of output parameters from the mutual moving of the pushing detail, piston and rod, as well as pressure overfalls in the working cavities.

Key words: strengthener, working processes, modeling, piston pushing detail.

Вступ

На більшості легкових автомобілів з гідравлічним приводом гальм застосовують вакуумні підсилювачі гальм. Ці підсилювачі добре зарекомендували себе, але оскільки їх було розроблено більше двадцяти років тому, то їх конструкція базувалася на технологіях того часу. Зараз для успішного вдосконалення підсилювачів необхідно виконати моделювання робочих процесів [1].

Аналіз публікацій

У роботі [2] розглянуто моделювання підсилювачів з використанням перепаду тиску за

наявності розрідження. Основною метою було дослідження роботи вакуумного підсилювача в циклічному режимі.

Мета і постановка задачі

Метою математичного моделювання є відображення процесів, які відбуваються у вакуумному підсилювачі гальм при його роботі. Завданням дослідження є вивчення впливу на динаміку переміщення поршня, штока, положення клапанів і зміни перепаду тиску за зміни конструктивних параметрів підсилювача.

Для досягнення поставленої мети і виконання завдань дослідження розроблено матема-

тичну модель однокамерного вакуумного підсилювача автомобільних гальм.

Моделювання робочих процесів однокамерного вакуумного підсилювача автомобільних гальм

Математичну модель вакуумного підсилювача створено на основі схеми, представленої на рис. 1.

При розробці моделі прийнято такі допущення:

- зв’язок виходу підсилювача із входом головного гальмівного циліндра (ГГЦ) є абсолютно жорстким, тобто $C_{ЗЕ} = \infty$;
- жорсткість опори підсилювача $C_{ОП} = \infty$;
- жорсткість корпусних елементів підсилювача $C_K = \infty$;
- тиск в атмосферній порожнині підсилювача має зону насичення: $P_{A1} \leq P_{АТМ}$;
- розрідження у вакуумних порожнинах підсилювача є постійним $P_{1К} = \text{const}$;
- температура повітря протягом процесу гальмування не змінюється.

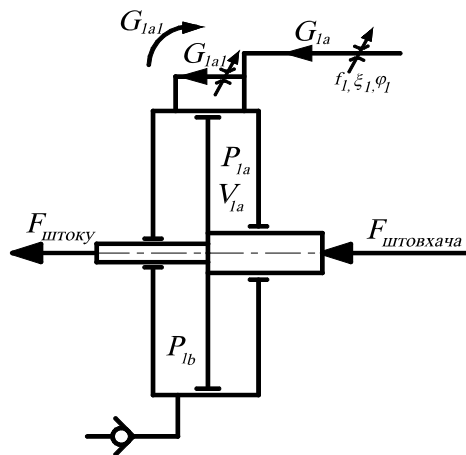


Рис. 1. Газодинамічна схема вакуумного підсилювача

Вхідна дія прикладається до штовхача підсилювача, що має механічний зв’язок із пружним диском слідкуючого механізму. Тиск пружного диска формує на кінці штовхача силу, що є від’ємним зворотним зв’язком його руху. В розробленій математичній моделі відображено робочі процеси:

- переміщення штока і поршня під впливом сил у функціональній залежності від вхідного зусилля і навантаження;
- положення клапанів як функція переміщення штока відносно поршня;

– зміна тиску в робочій порожнині змінного об’єму у функції положення клапанів і розрідження P_{1b} .

Диференціальне рівняння руху штовхача представлено у вигляді

$$M_{\text{штовх}} \cdot \ddot{X}_{\text{штовх}} + K_{\text{штовх}} \times (\dot{X}_{\text{штовх}} - \dot{X}_{\text{п}}) + F_A + F_B + F_{\text{тр1}} + F_p - F_{\text{штовх}} - S_{\text{кл}} \cdot (P_A - P_B) = 0, \quad (1)$$

де $X_{\text{штовх}}$ – переміщення штовхача підсилювача; $M_{\text{штовх}}$ – маса штовхача; $K_{\text{штовх}}$ – коефіцієнт демпфування штовхача; F_A, F_B – поточне зусилля поворотних пружин, атмосферного і вакуумного клапанів; $F_{\text{тр1}}$ – сила тертя штовхача; F_p – зусилля навантаження; $S_{\text{кл}}$ – площа клапана невірніважена відносно сітла клапана.

$$F_A = F'_A + X_{\text{кл}} \cdot C_A, \quad (2)$$

$$F_B = F'_B + (X_{\text{кл}} - h_{\text{вак}}) \cdot C_B, \quad (3)$$

$$X_{\text{кл}} = X_{\text{штовх}} - X_{\text{п}}, \quad (4)$$

$$F_p = F_r \frac{d_1^2}{d_2^2}, \quad (5)$$

$$F_{\text{тр1}} = \begin{cases} F_{\text{тр1}} \cdot \text{sign}(\dot{X}_{\text{штовх}} - \dot{X}_{\text{п}}) & \text{при } \dot{X}_{\text{штовх}} \neq \dot{X}_{\text{п}} \\ 0 \leq F_{\text{тр1}} \leq |F_{\text{тр1}}| & \text{при } \dot{X}_{\text{штовх}} = \dot{X}_{\text{п}}, \end{cases} \quad (6)$$

де F'_A, F'_B – зусилля попереднього стиснення поворотних пружин; $X_{\text{кл}}$ – відносне переміщення клапана; $h_{\text{вак}}$ – максимальне відкриття вакуумного клапана; C_B – жорсткість зворотної пружини вакуумного клапана; F_r – зусилля опору головного гальмівного циліндра; d_1, d_2 – діаметри штовхача і штока.

Рівняння руху поршня вакуумного підсилювача записано у вигляді

$$M_{\text{п}} \cdot \ddot{X}_{\text{п}} + K_{\text{п}} \cdot \dot{X}_{\text{п}} + F_{\text{пр}} + F_r \cdot \frac{d_2^2 - d_1^2}{d_2^2} = S_{\text{п}} \cdot (P_{1A} - P_{1B}) + (S_{\text{к}} - S_{\text{ш}}) \cdot (P_A - P_{1п}) + K_{\text{штовх}} \cdot (\dot{X}_{\text{штовх}} - \dot{X}_{\text{п}}) + F_A + F_B, \quad (7)$$

де $M_{\text{п}}$ – маса поршня підсилювача; $F_{\text{пр}}$ – поточне зусилля зворотної пружини поршня; $S_{\text{к}}$, $S_{\text{ш}}$ – площі перетинів відповідно корпуса клапанів і штока підсилювача; $K_{\text{п}}$ – коефіцієнт демпфування поршня; $F_{\text{пр}} = F'_{\text{пр}} + X_{\text{п}} \cdot C_{\text{пр}}$ – поточне зусилля зворотної пружини поршня; $C_{\text{пр}}$ – жорсткість пружини поршня; $F'_{\text{пр}}$ – зусилля попереднього стиснення зворотної пружини поршнів.

Відносне переміщення штовхача і поршня підсилювача змінює положення клапанів і визначає витрату повітря через атмосферний і вакуумний клапани. Масова витрата повітря в атмосферну порожнину визначається залежністю

$$G_{ia} = f_i \cdot P_a \cdot V_{\text{кр}} \cdot \Phi_i, \quad (8)$$

де $i = 1$ – індекс камери вакуумного підсилювача; f_i – площа прохідного отвору клапана впускання; $V_{\text{кр}}$ – критична швидкість перебігу повітря; Φ_i – витратна формула Крейна-Герца;

$$V_{\text{кр}} = \sqrt{k \cdot R \cdot T_1}, \quad (9)$$

$k = 1,4$ – показник адиабати повітря; $R=287,14$ Дж/(кг·К) – газова постійна повітря; T_1 – абсолютна температура повітря у градусах за Кельвіном;

$$\Phi_i = \sqrt{\frac{1 - \sigma_i^2}{2 \cdot k \cdot (\xi_i - \ln \sigma_i)}}, \quad (10)$$

де $\sigma_i = \frac{P_{ia}}{P_a}$ – відносний тиск;

$$\xi_1 = \left(0,55 + 4 \cdot \left(\frac{b_T}{d_{\text{кл}}} - 0,1 \right) \right) + 0,176 \cdot \left(\frac{d_{\text{кл}}}{h_{\text{кл}}} \right)^2 -$$

коефіцієнт опору клапана; $d_{\text{кл}}$ – діаметр клапана; b_T – ширина перекриття сідла клапана; $h_{\text{кл}} = X_{\text{кл}} - h_{\text{вак}}$ – поточна висота відкриття клапана.

Величину зміни тиску в атмосферній порожнині підсилювача визначають масова витрата повітря $G_{1,A}$ та положення руху поршня

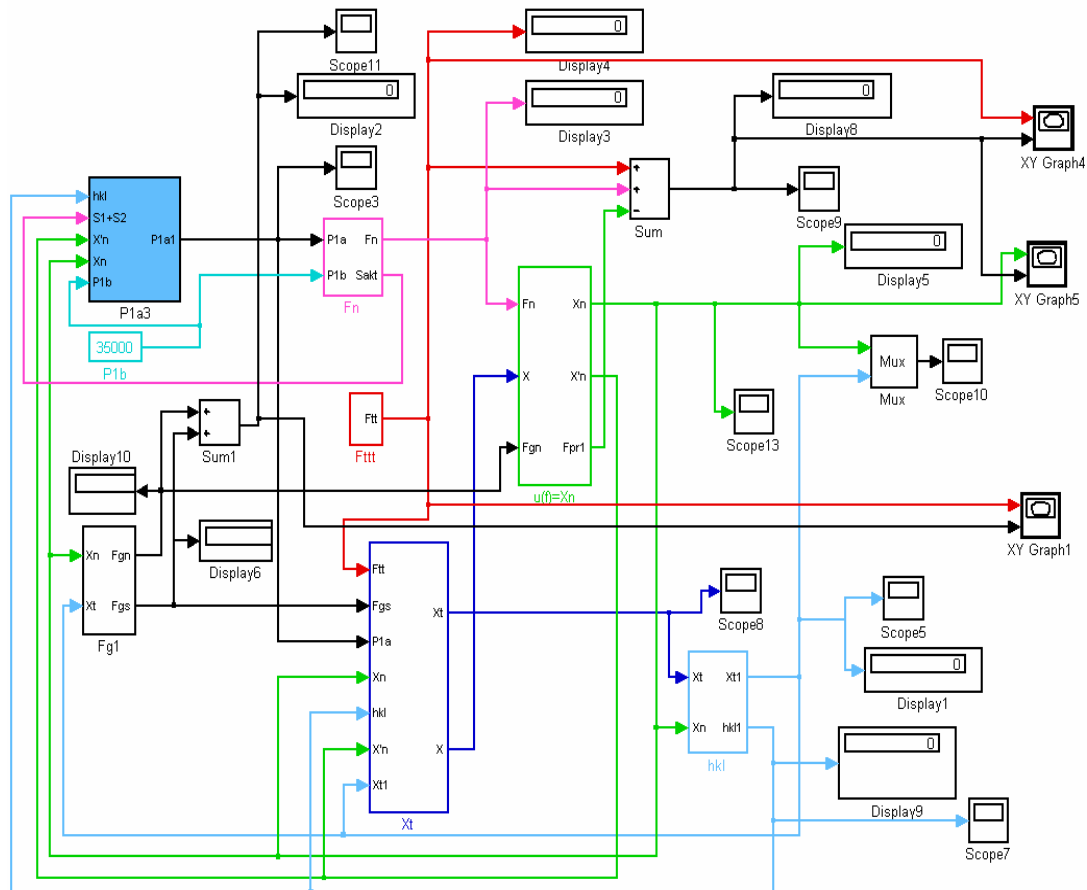


Рис. 2. Блок-схема математичної моделі вакуумного підсилювача в оболочці Simulink

$$\frac{dP_{1A}}{dt} = \frac{G_{1A} - S_{\text{п}} \cdot P_{1A} \cdot \dot{X}_{\text{п}}}{V_{1A} + S_{\text{п}} \cdot X_{\text{п}}} \cdot K, \quad (11)$$

де F_T – вхідне зусилля на штовхачі підсилювача; P_A – атмосферний тиск; P_{1A} , P_{1B} , – тиск відповідно в атмосферних і вакуумних порожнинах; $S_{\text{п}}$ – площа поршня підсилювача; K – показник адіабати повітря; $X_{\text{п}}$ – переміщення поршня підсилювача; V_{1A} – об’єм атмосферної порожнини підсилювача в початковому положенні; G_{1A} – масова витрата повітря в атмосферну порожнину.

Рух поршня вакуумного підсилювача приводить до переміщення поршня головного гальмівного циліндра і зміни тиску в гальмівному приводі. Тиск рідини формує на поршні зусилля, що є корисним навантаженням підсилювача.

Математична модель, реалізована в оболонці Simulink середовища MATLAB, являє собою функціональні блоки із відображеними взаємозв’язками (рис. 2).

Вхідна дія формується блоком F_{tt} , є законом зміни зусилля на педалі залежно від часу. Рухи штока і поршня моделюються відповідними блоками: Xt та $(f)=X_{\text{п}}$. Положення клапанів визначає блок hkl . Сигнал про положення клапанів є керівним для субблока витрати повітря $Fg1$, що входять у блок тиску $Pla3$.

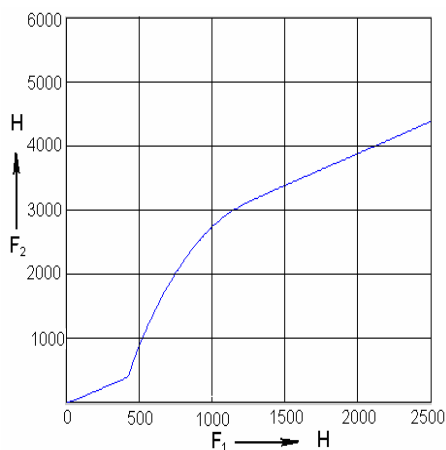


Рис. 3. Графік характеристики однокамерних вакуумних підсилювачів гальмового привода автомобілів Opel Record, Mazda 323, Volvo 480, VA3 2108

Приведена модель дозволяє досліджувати динамічні характеристики підсилювачів. Представлені на рисунках 3, 4 та 5 залежності дозволяють оцінити вплив на робочий процес інерційних навантажень, характер прикладеного вхідного зусилля і навантаження.

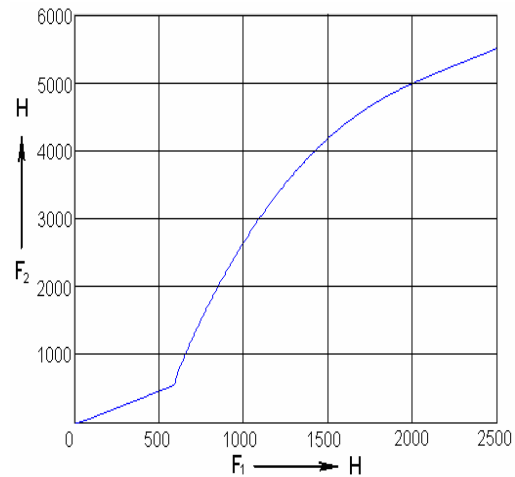


Рис. 4. Графік характеристики однокамерних вакуумних підсилювачів гальмового привода автомобілів Mercedes Benz – 300 та BMW

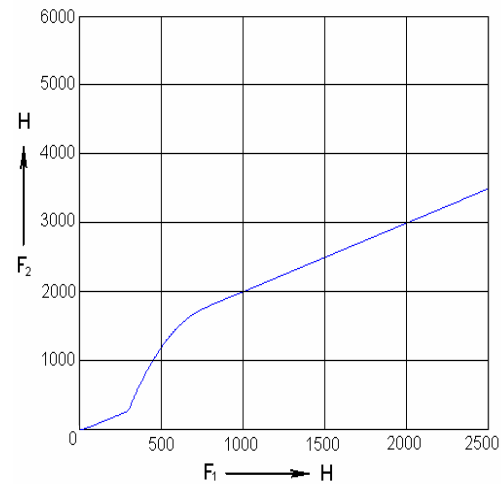


Рис. 5. Графік характеристики однокамерних вакуумних підсилювачів гальмового привода автомобіля VA3 2103

Висновки

Одержані результати відображають якісну картину робочих процесів вакуумного підсилювача гальм, що має різні конструктивні

параметри ($d_n ; M_n ; F_{np}'$). Вхідна дія відповідає лінійному закону навантаження, що досягає максимального значення 2500 Н за час 0,3 с.

Розроблена математична модель дозволяє без випробувань порівняти вихідні параметри однокамерних та двокамерних вакуумних підсилювачів гальмового привода, але для цього потрібно буде ввести деякі припущення та обмеження.

За допомогою розробленої математичної моделі можна цілеспрямовано вибирати параметри вакуумного підсилювача, а також досліджувати їх вплив на якість стеження і швидкодію.

Література

1. Тормозные приводы легковых автомобилей / В.П. Волков, В.Н. Скляров, С.Н. Шуклинов, Н.В. Скляров. – Харьков : ХНАДУ, 2008. – 542 с.
2. Юрчевский А.А. Моделирование неустойчившегося рабочего процесса системы гидровакуумный усилитель – автомобиль в процессе автоматического торможения / А.А. Юрчевский, И.Г. Савватаев. – М. : МАДИ, 1978. – Вып. 161. – С. 19–23.
3. Дьяконов В.П. MATLAB 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6. Основы применения. Серия «Библиотека профессионала»/ В.П. Дьяконов. – М. : СОЛОН-Пресс, 2005. – 800 с.
4. Кузнецов Е.С. Техническая эксплуатация автомобилей : учебное пособие для вузов / Е.С. Кузнецов, В.П. Воронов, А.П. Болдин и др. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Транспорт, 1991. – 413 с.

Рецензент: В.П. Волков, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 26 березня 2010 р.