

Як бачимо з рис. 7 та 8, із збільшенням амплітуди відповідно збільшується середньоквадратична похибка. Хвилястий характер залежності зумовлений заокругленням до цілого значення кроку b у виразі (2).

Висновок. Математичне моделювання розробленого алгоритму за допомогою MahtCad та аналіз середньоквадратичної похибки показали, що запропонований алгоритм забезпечує високу точність відтворення сигналу. Максимальна середньоквадратична похибка не перевищує 2 %, а у разі кратності частоти модульованого сигналу та частоти несучого сигналу ШІМ наближаються до 0.

1. Зелінський І.Д. Система керування електромагнітними віброзбудниками з регулюванням амплітуди та частоти коливань на основі ШІМ // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвідомчий наук.-техн. зб. – Львів, 2010. – Вип. 44. – С.107–113. 2. Зелінський І.Д. Швидкий алгоритм формування ШІМ-коду для системи керування електромагнітним віброзбудником // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні і приладобудуванні // Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2010. – Вип. 679. – С. 98–101.

УДК 658.562.001

С.В. Нємий¹, Я.П. Яворський²

Національний університет “Львівська політехніка”,
¹кафедра експлуатації та ремонту автомобільної техніки,
²кафедра транспортних технологій

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ КОНТРОЛЮ ЯКОСТІ СКЛАДАННЯ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ЗЧЕПЛЕННЯМ АВТОБУСІВ

© Нємий С.В., Яворський Я.П., 2011

Проведено моделювання параметрів контролю якості складання системи керування зчепленням автобусів із пневмогідрравлічним підсилювачем. Наведено методику розрахунку значень контрольованих параметрів та контролю технічного стану системи керування зчепленням.

The modeling of controlled parameters of the quality of drafting of the system of management of coupling of bus with pneumohydraulic amplifier is conducted. The methods of calculation of meaning of controlled parameters and control of technical state of the system of management of coupling is adduced.

Постановка проблеми. Практика експлуатації автобусів із пневмогідрравлічним підсилювачем (ПГП) керування зчепленням впродовж тривалого часу показала, що за неякісного монтажу і наповнювання її гідромагістралі можливий частий вихід зчеплення із ладу. Зокрема спостерігався низький ресурс накладок та пошкодження дисків зчеплення. Однією із причин цього є неякісне регулювання параметрів системи керування зчепленням та неефективний контроль якості її монтажу та наповнювання робочою рідиною. За наявності повітря у гідромагістралі зчеплення вимикається не повністю, що утруднює перемикання передач. В іншому випадку, при виході із ладу ущільнювальної манжети циліндра керування (наприклад, через набухання під дією робочої рідини), може статися перекриття перепускного отвору у компенсаційний бачок. Тоді під час відпускання педалі зчеплення в гідромагістралі буде надлишковий тиск, через що зчеплення буде не повністю увімкненим – сила притискання натискного диска буде меншою від номінального значення, і зчеплення буде постійно пробуксовувати та відповідно перегріватися навіть за порівняно незначного зростання опору руху з боку дороги.

Крім того, особливістю системи керування зчепленням автобусів із заднім розташуванням двигуна є те, що циліндр керування та ПГП сполучені гідравлічним трубопроводом значної довжини. Це ускладнює якісне наповнювання робочою рідиною, основною метою якого є забезпечення відсутності повітря в трубопроводі, ефективний контроль якості виконання цієї операції та діагностування технічного стану системи керування зчепленням у процесі виробництва та експлуатації.

Аналіз відомих досліджень і публікацій. У наявних сьогодні публікаціях стосовно систем керування зчепленням із ПГП, наприклад [2–6], переважно наведені тільки теоретичні викладки стосовно вибору та узгодження параметрів системи керування зчепленням автомобілів та автобусів. Однак методики щодо оперативного та ефективного здійснення контролю якості складання системи керування зчепленням та діагностування її технічного стану в експлуатації у цих публікаціях фактично не відображені.

Формулювання мети досліджень. Метою роботи є обґрунтування вибору контрольованих параметрів та створення методики розрахунку їхніх значень, необхідних для розроблення технологічного процесу та засобів контролю технічного стану системи керування зчепленням автомобілів і автобусів у виробництві та експлуатації.

Основний матеріал. У керуванні зчепленням вантажних автомобілів і автобусів застосовується система автоматичного керування [3], що складається із керуючого пристрою „педаць – головний (керуючий) циліндр” та ПГП. Для забезпечення надійного керування зчепленням важливе значення має правильний вибір параметрів циліндра керування стосовно характеристики ПГП, тобто узгодження параметрів системи керування зчепленням. Процес керування здійснюється шляхом подачі на пневматичний поршень робочого штока ПГП стиснутого повітря, завдяки чому роз’єднання дисків зчеплення відбувається за мінімального зусилля натискання на педаль зчеплення. Схему ПГП (на прикладі моделі 11.1602410 виробництва Волчанського автоагрегатного заводу) показано на рис. 1.

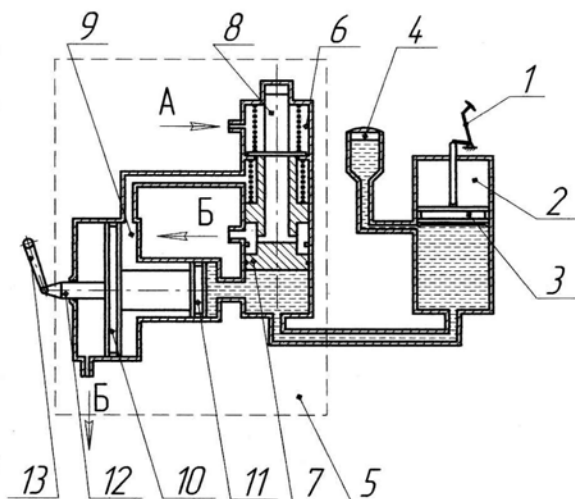


Рис. 1. Схема управління зчепленням із ПГП:
1 – педаль водія; 2 – циліндр керування (головний циліндр);
3 – поршень циліндра управління; 4 – компенсаційний бачок; 5 – ПГП; 6 – золотник; 7 – слідкуючий поршень; 8 – клапан; 9 – робочий циліндр;
10 – робочий пневматичний поршень; 11 – гідравлічний поршень робочого штока; 12 – робочий шток; 13 – важіль вимикання зчеплення; А – подача повітря; Б – випуск повітря

Натискаючи на педаль 1, кінематично пов’язану із циліндром керування 2, поршень 3 створює тиск у гідросистемі ПГП, внаслідок чого переміщається слідкуючий поршень 7 золотника 6. Поршень 7 піднімає клапан 8 над сідлом і із пневмосистеми автобуса у робочий пневмоциліндр 9 подається стиснуте повітря. В результаті цього під дією стиснутого повітря переміщається робочий поршень 10 із штоком 12 та повертає важіль вимикання зчеплення 13. Після припинення водієм дії на педаль 1 остання звільняє шток циліндра керування 2. Дія поршня 3 припиняється. Тиск в гідросистемі знижується, слідкуючий поршень 7 золотника під дією пружини відводиться від

клапана 8, звільняючи його. Клапан 8 під дією пружини опускається у сідло, від'єднуючи ПГП від пневмосистеми. У подальшому поршень 7 під дією пружини відходить від клапана, відкриваючи у своєму штоку перепускний канал для виходу стиснутого повітря з робочого пневмоциліндра 9 в атмосферу. Після падіння тиску у робочому пневмоциліндрі 9 під дією натискних пружин зчеплення через важіль 13 та шток ПГП 12 повертається у початкове положення і зчеплення вмикається.

Зусилля на робочому штоку 12 необхідне для вимикання зчеплення:

$$F \geq \frac{F_{np}}{U_1} = \frac{F_{np} \cdot l_1}{l_2} , \quad (1)$$

де F_{np} – максимальне зусилля, створюване натискними пружинами під час вимикання зчеплення; l_1 – довжина вилки вимикання зчеплення; l_2 – довжина важеля вимкнення зчеплення; U_1 – передавальне відношення важеля вимкнення зчеплення; η – коефіцієнт корисної дії передавальних ланок: робочий шток – важіль вимкнення зчеплення – витискний підшипник.

Мінімальний тиск у пневмосистемі, за якого здійснюється автоматичне вимикання зчеплення:

$$P = \frac{F}{S} , \quad (2)$$

де S – площа робочого поршня 10.

Необхідний хід педалі керування зчепленням визначається, враховуючи характеристику ПГП, тобто залежності ходу $X_{ш}$ робочого штока 12 від ходу $X_{ц}$ поршня циліндра керування 2. Оскільки діаметри поршнів циліндрів керування можуть мати різні значення, а переміщення слідкуючого поршня 7 (рис. 1) передусім є функцією об'єму рідини, що витісняється поршнем циліндра керування 1, то характеристику ПГП найдоцільніше подати у вигляді залежності ходу робочого штока $X_{ш}$ від об'єму рідини $Q_{ц}$, що витісняється поршнем циліндра керування 2.

Вказану характеристику $Q_{ц} = f(X_{ш})$ для ПГП управління зчепленням (на прикладі моделі 11.1602410 виробництва Волчанського автоагрегатного заводу) показано на рис. 2.

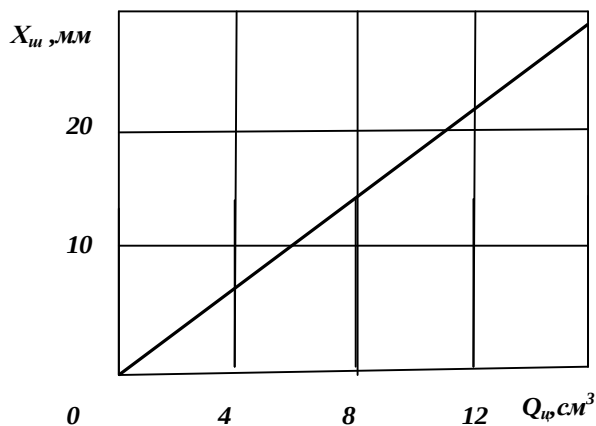


Рис. 2. Залежність ходу $X_{ш}$ робочого штока ПГП від об'єму рідини $Q_{ц}$, що витісняється поршнем циліндра керування

Ця характеристика ПГП апроксимується залежністю:

$$Q_{ц} = a X_{ш}^3 , \quad (3)$$

де $a = 0,5573$ – стала для цього ПГП з величина, а значення $X_{ш}$ задане у мм.

Хід робочого штока, за якого забезпечується вимкнення зчеплення визначається за формулою

$$X_{ш} = X_M U_1 = \frac{X_M l_2}{l_1} , \quad (4)$$

де X_M – хід муфти вимкнення зчеплення.

Тоді необхідний хід штока циліндра керування, враховуючи залежність (3), визначається із рівняння

$$X_u \geq \frac{Q_u}{S_u} = \frac{aX_{us}}{S_u} = \frac{4aX_{us}}{\pi d_u^2}, \quad (5)$$

де d_u – діаметр поршня циліндра керування.

Аналогічно, враховуючи величину ходу муфти вимикання зчеплення:

$$X_u \geq \frac{4al_2 X_m}{\pi d_u^2 l_1}. \quad (6)$$

Вибрані згідно з наведеними вище залежностями параметри системи керування зчепленням забезпечують її надійну роботу, передусім за умови відсутності повітря у гідросистемі [2, 4]. Це залежить від якості наповнювання гідросистеми робочою рідиною, за якого повинно бути видалене повітря із трубопроводу між циліндром керування та ПГП. Критерієм оцінки якості прокачування гідросистеми можна прийняти величину ходу штока ПГП за механічного витиску педалі, тобто за відсутності стисненого повітря у пневмосистемі.

Загалом зусилля на робочому штоку ПГП:

$$F = F_n + F_z, \quad (7)$$

де F_n – зусилля, що створюється робочим поршнем під дією стисненого повітря; F_z – зусилля на поршень робочого штока від тиску в гідросистемі.

За значень тиску у пневмосистемі, що перевищують величину, визначену за формулою (2), зусилля F_z фактично визначається силами тертя під час переміщення поршнів і штоків, опору пружин слідкуючого поршня та клапана і є малим, порівняно із F_n . За відсутності тиску у пневмосистемі шток ПГП переміщається тільки під дією зусилля на педаль, тобто $F = F_z$. Тиск, що виникає при цьому у системі, за умови вимкнення зчеплення:

$$P_z = \frac{F}{S_{us}} = \frac{4F_{np}l_1}{\pi d_{us}^2 l_2 \eta}, \quad (8)$$

де S_{us} , d_{us} – відповідно площа та діаметр гідравлічного поршня робочого штока ПГП.

Результати розрахунків показують, що під час вимкнення зчеплення величина тиску у гідросистемі P_z досягає понад 6 МПа (60 кг/см²). Вказана величина може спричинити деформацію (збільшення об'єму) трубопроводів гідросистеми, що, своєю чергою, призводить до зменшення ходу робочого штока ПГП порівняно із автоматичним витиском під дією стисненого повітря. Цю обставину необхідно враховувати під час визначення ходу робочого штока для оцінки якості наповнювання гідросистеми.

Гідравлічна магістраль між циліндром керування та ПГП складається, як правило [4], із послідовно з'єднаних металевих та гумово-кордного трубопроводів. За рівномірного розподілу тиску по усій довжині трубопроводів в останніх виникають радіальне S_r , колове S_t та осьове S_z напруження, які визначаються [1, 5] за формулами:

$$\sigma_r = \frac{P_1 r_1^2 - P_2 r^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{(P_1 - P_2) r_1^2 r_2^2}{(r_2^2 - r_1^2) r^2}; \quad (9)$$

$$\sigma_t = \frac{P_1 r_1^2 - P_2 r_2^2}{r_2^2 + r_1^2} + \frac{(P_1 - P_2) r_1^2 r_2^2}{(r_2^2 - r_1^2) r^2}; \quad (10)$$

$$\sigma_z = \frac{N}{\pi(r_2^2 - r_1^2)}, \quad (11)$$

де P_1 , P_2 – відповідно внутрішній та зовнішній тиск (перевищення над атмосферним); r_1 , r_2 – відповідно внутрішній та зовнішній радіуси трубопроводу; r – координата (радіус) точки

поперечного перерізу трубопроводу, у якій розглядаються напруження; N – поздовжня сила, яка виникає в трубопроводі.

Радіальне переміщення координати внутрішнього діаметра трубопроводу (збільшення) під дією тиску

$$\Delta r = r - r_1 \quad (12)$$

можна визначити [5] за відомих напружень із рівняння

$$\Delta r = \frac{r_2 + \Delta r}{E} (\sigma_t - \mu \sigma_r - \mu \sigma_z), \quad (13)$$

де E – модуль пружності; μ – коефіцієнт Пуассона матеріалу трубопроводу.

Враховуючи формули (9–13), отримаємо

$$\Delta r = \frac{(P_1 r_1^2 - P_2 r_2^2)(1 - \mu)r}{(r_2^2 - r_1^2)E} + \frac{(P_1 - P_2)r_1^2 r_2^2 (1 + \mu)}{r(r_2^2 - r_1^2)E} - \frac{\mu N r}{E \pi (r_2^2 - r_1^2)}. \quad (14)$$

Оскільки довжина трубопроводу велика порівняно із його діаметром, останнім членом рівняння (14) можна знехтувати. Крім того, за наявності тільки внутрішнього тиску ($P_2 = 0$), виконавши відповідні математичні перетворення, формулу (14) можна подати у вигляді:

$$\Delta r = \frac{P_1 r_1^2}{E(r_2^2 - r_1^2)} [(1 - \mu)r + (1 + \mu)\frac{r_2^2}{r}]. \quad (15)$$

Позначивши: $r = r_1 + \Delta r$; $A = \frac{P_1 r_1^2}{E(r_2^2 - r_1^2)}$; $B = 1 - \mu$; $C = (1 + \mu)r_2^2$, отримаємо:

$$(1 - AB)r^2 - r_1 r - AC = 0,$$

звідки

$$r = \frac{r_1 + \sqrt{r_1^2 + 4AC(1 - AB)}}{2(1 - AB)}. \quad (16)$$

Для прикладу, розрахунок за формулою (16) для мідного трубопроводу гідромагістралі керування зчепленням автобусів ($r_1 = 4 \text{ мм}$; $r_2 = 5 \text{ мм}$) показує, що величина Δr настільки мала (10^{-6} мм), що нею та відповідним збільшенням об'єму металеві ділянки трубопроводу можна знехтувати.

Для гумово-кордної ділянки гідромагістралі (як правило, застосовуються гальмівні шланги) під час розрахунку за формулою (16) необхідно мати значення E та μ . Отримання вказаних даних становить певні труднощі, оскільки вони у нормативних та технічних джерелах здебільшого не відображені. У цьому випадку можна використати нормативні або експериментальні дані щодо залежності об'ємного розширення гумово-кордних шлангів від тиску у них. Приклади значень об'ємного розширення ΔQ гумово-кордних гальмівних шлангів залежно від їх довжини L та тиску показані на рис. 3 [6].

Оцінювати якість наповнювання гідросистеми за повним ходом штока ПГП порівняно важко, оскільки створюваний при цьому тиск досягає 5–7 МПа, що фактично унеможливило досягнути повного витиску циліндра керування мускульною силою. Для спрощення технології перевірки доцільно задатися дещо меншою величиною переміщення штока циліндра керування, якої можна досягти. При цьому задане переміщення штока циліндра (педаль керування зчепленням) та його фіксацію можна забезпечити порівняно нескладним технологічним пристроєм.

Контрольне переміщення робочого штока ПГП за відсутності у пневмосистемі повітря визначається із співвідношення

$$X_y \frac{\pi d_y^2}{4} = X_w \frac{\pi d_w^2}{4} + X_n \frac{\pi d_n^2}{4} + \Delta Q, \quad (17)$$

з якого остаточно отримаємо:

$$X_{ш} = \frac{X_y d_y^2}{d_{ш}^2} \frac{X_n d_n^2}{\pi d_{ш}^2}, \quad (18)$$

де X_n – хід слідкуючого поршня ПГП; d_n – діаметр слідкуючого поршня ПГП.

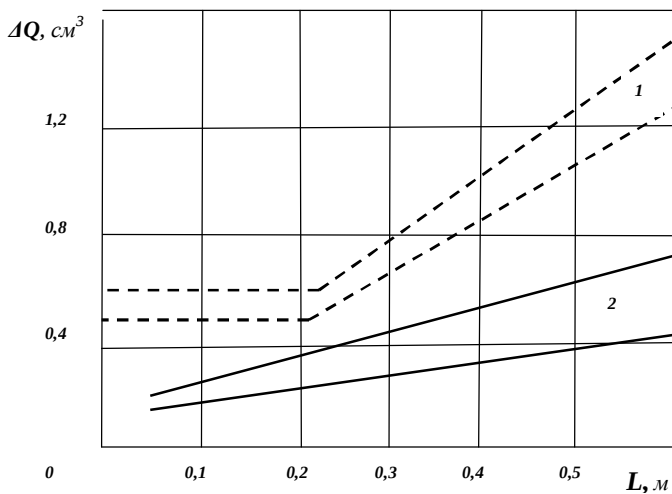


Рис. 3. Допустиме об'ємне розширення гумово-кордних шлангів згідно з нормативами: 1 – PN – 57/S – 470033 (Польща); 2 – FIAT 9.02138 (Італія); відповідно нижні криві за тиску 7 МПа, верхні – 10,5 МПа

Якщо фактична величина $X_{ш}$ менша, ніж значення, розраховане за формулою (18), то це свідчить про наявність у гідромагістралі повітря.

Висновки:

1. За вибору складових системи керування зчепленням доцільно задаватися характеристикою залежності ходу робочого штоку ПГП від об'єму рідини, що витісняється поршнем циліндра керування.
2. Під час розрахунку гідравлічних трубопроводів необхідно враховувати збільшення об'єму гумово-кордної ділянки трубопроводу.
3. Контроль якості наповнювання гідромагістралі доцільно виконувати за відсутності тиску у пневмосистемі за величиною ходу штока ПГП залежно від переміщення штока циліндра (чи педалі) керування зчепленням.
4. Запропонована методика розрахунку значень контрольованих параметрів, необхідних для розроблення технологічного процесу та засобів контролю.

1. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1976. – 608 с. 2. Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия / под ред. А.И. Гришкевича. – Минск: Высшая школа, 1985. 3. Бухарин Н.А., Прозоров В.С., Щукин М. Автомобили. – М.: Машиностроение, 1973. – 504 с. 4. Захарик Ю.М., Руктешель О.С., Ракомсин А.П. и др. Системы управления сцеплением. Тенденции развития // Автомобильная промышленность. – 2003. – №1. – С. 13–15. 5. Чабан С.Г., Колесніченко М.О. Теорія експлуатаційних властивостей автотранспортних засобів. – Одеса: АО БАХВА, 2003. – 220 с. 6. Михайловский Е.В., Серебряков К.Б., Тур Е.Я. Устройство автомобиля. – М.: Машиностроение, 1985. – 352 с. 7. Фесик С.П. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Будівельник, 1982. – 280 с. 8. Яворский Ю. Резина в автомобилях / пер. с пол. А.М. Спички. – Л.: Машиностроение, 1980. – 360 с.