

УДК 621.798

Якимчук В.М., Лисенко С.В., *наук. кер. Гавва О.М. д.т.н.*

Національний університет харчових технологій (НУХТ), м. Київ, Україна

e-mail: *vladyslawyackymchuk@ukr.net*

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДА ПІДНІМАЛЬНО-ОПУСКНОГО МЕХАНІЗМУ ПАКЕТОФОРМУЮЧИХ ТА ПАКЕТОРОЗФОРМУЮЧИХ МАШИН

Піднімально-опускні механізми є складовою частиною будь-якої сучасної машини для формування транспортних пакетів та їх розбирання.

При реалізації способу пакетування «зверху-вниз», що передбачає пошарове або поштучне укладання вантажів із подачею їх у горизонтальному напрямку, накопичення вантажів здійснюється на платформі піднімально-опускного механізму. Платформа здійснює покрокове переміщення донизу, причому кількість переміщень відповідає числу шарів у транспортному пакеті, а навантаження дискретно збільшується на кожному кроці переміщення на величину, що дорівнює вазі шару вантажа.

У машинах, що працюють за принципом формування пакета «знизу-догори», платформа забезпечує піднімання шарів вантажів у вертикальному напрямку. Навантаження на платформу також дискретно збільшується по мірі накопичення шарів [1].

Пакеторозформуючі машини з піднімально-опускним механізмами реалізують способи розбирання пакета «знизу» та «зверху» з наступною видачею вантажів.

Привод піднімально-опускного механізму може бути виконаним електромеханічним, гідромеханічним або пневмомеханічним. У закордонних зразках пакетоформуючих машин, призначених для транспортних пакетів вагою понад 10 кН, широко застосовують гідромеханічні приводи.

Під час проектування піднімально-опускного механізму неможна його розглядати окремо поза конструктивної сукупності всіх механізмів пакетоформуючих або пакеторозформуючих машин. Задана продуктивність, якість формування пакета, фізико-механічні властивості вантажів, компоновка всіх механізмів та інше – всі ці умови накладають обмеження на загальноприйняті критерії конструювання та проектування такого типу машин.

Метою проведених досліджень є пошук шляхів мінімізації енерговитрат під час формування транспортних пакетів на платформі піднімально-опускного механізму із гідромеханічним приводом.

Об'єктом дослідження прийнято піднімально-опускний механізм із гідромеханічним приводом та двократним поліспаством, блоки якого встановлено на штоці гідроциліндра. Така конструкція характеризується

компактністю та широко застосовується в існуючих конструкціях пакетоформуючих машин.

Вибір параметрів елементів гідроприводу піднімально-опускних механізмів здійснюється за загально прийнятою методикою розрахунку гідропривода [2]. Поряд із цим важливо відмітити, що під час дискретного збільшення навантаження на платформу, при формуванні транспортного пакета, збільшується тиск у поршневій порожнині циліндра.

Після завершення операції формування транспортного пакета та його відведення з платформи, платформа піднімається догори порожньою. Тобто функціонування піднімально-опускного механізму дає можливість використовувати потенціальну енергію вантажів, що пакуються. Можливість акумулювання потенціальної енергії, обумовлена технологією пакетування, є особливістю піднімально-опускних механізмів пакетоформуючих і пакеторозформуючих машин.

Принцип роботи піднімально-опускного механізму з гідромеханічним приводом такий. По мірі накопичення шарів вантажів, а відповідно, підвищення тиску в гідроциліндрі відбувається покрокове опускання платформи під дією сили власної ваги та вантажів на неї. Рідина з циліндра поступає в рідинну порожнину акумулятора. На сьогодні широко використовують пневмогідроакумулятори [3], а тому цей тип акумуляторів застосовується і для піднімально-опускного механізму пакетоформуючих машин.

Керування рухом (витратами рідини) здійснюється відповідною регулюючою апаратурою. Після закінчення формування транспортного пакета тиск в акумуляторі має максимальне значення і накопичена в ньому енергія також сягає найбільших значень. Потім порожня платформа піднімається за рахунок цієї енергії при з'єднанні порожнини поршня циліндра з порожниною рідини акумулятора.

Поряд із цим важливо відмітити, що маса платформи співрозмірна з масою одного шару вантажу, а в транспортний пакет вкладається їх декілька (5...7). А тому втрати енергії на піднімання платформи будуть менші, ніж та енергія, що накопичена в акумуляторі після циклу формування пакета. Використовують тільки частину об'єму рідини в акумуляторі для забезпечення роботоздатності піднімально-опускного механізму, залишкову енергію можна витратити, наприклад, в пускових режимах інших механізмів (механізм виділення піддона із магазину піддонів) машини.

Конструктивно поставлене завдання вирішується системою: односторонній двошвидкохідний циліндр-гідроакумулятор, в якому порожнина циліндра з більшою площею поршня з'єднана з порожниною рідини акумулятора під час заповнення (переміщення донизу платформи), а порожнина циліндра з меншою площею поршня з'єднана з порожниною акумулятора для подачі рідини (піднімання платформи). При цьому підживлення більшої порожнини циліндра здійснюється відповідним виконанням гідросистеми машини.

Під час проектування піднімально-опускних механізмів на етапі технічної пропозиції, тобто на етапі вибору типорозмірів гідрообладнання - циліндра та акумулятора – виникає багатоваріантне завдання, яке потрібно вирішувати методом оптимального проектування.

При дослідженні функціонування акумулятора доречно прийняти такі припущення:

- газ для зарядки акумулятора має властивості ідеального газу;
- стискання газу знаходиться між крайніми випадками – ізотермічним та адіабатичним [4].

Сформулюємо еквівалентну задачу – вибрати раціональні параметри гідросистеми піднімально-опускного механізму, які будуть мінімізувати значення енергії акумулятора, що витрачається при подачі рідини в циліндр. Роботу акумулятора в режимі насоса можна визначити за формулою:

$$W = \int_{V_H - V_h}^{V_H} (\rho - \Delta\rho_{\Pi}) dV, \quad (1)$$

де $\Delta\rho_{\Pi}$ - втрати тиску в розподільчому елементі акумулятора, наприклад у поршні ($\Delta\rho_{\Pi} = \xi \cdot p$; $\xi = 0,015 \dots 0,07$ [5]): ξ - коефіцієнт втрат тиску; V_H - об'єм порожнини циліндра з меншою площею поршня; V_h - об'єм порожнини циліндра з меншою площею поршня; V - об'єм порожнини з рідиною.

Після підстановки вихідних залежностей та інтегрування рівняння (1) одержимо:

$$W = \frac{P_o \cdot V_o^{n_1}}{0,4} (V_o - V_h)^{1,4-n_1} [(V_o - V_H)^{-0,4} - (V_o - V_H + V_h)^{-0,4}] (1 - \xi),$$

де V_o - повний об'єм газової порожнини акумулятора; P_o - попередній тиск газу в акумуляторі; n_1 - показник гіпотетичної політропи, який визначається $n_1 = k \cdot n$, k - коефіцієнт режиму роботи акумулятора; n - показник політропи ($1 \leq n \leq 1,4$).

Для забезпечення роботоздатності піднімально-опускного механізму потрібно, щоб тиск ρ_{max} в статичному стані у порожнині циліндра з більшою площею поршня, повинен бути більшим або рівним тиску в рідинній порожнині акумулятора при максимальному навантаженні на платформу, що знаходиться в крайньому нижньому положенні. Тобто:

$$\rho_{max} \geq \rho_A (1 + \xi), \quad \text{або} \quad \frac{F_{y_{max}} \cdot S}{V_H} \geq \frac{\rho_o \cdot V_o^{n_1}}{(V_o - V_H)^{n_1}} (1 + \xi),$$

де $F_{y_{max}}$ - максимальне значення зусилля на штоці циліндра; S – хід поршня.

Надійне функціонування механізму, під час піднімання порожньої платформи на заданий рівень, забезпечується тиском ρ_{min} в порожнині циліндра з меншою площею поршня. Тобто:

$$\rho_{min} \leq \rho_B (1 - \xi), \quad \text{або} \quad \frac{F_{y_{max}} \cdot S}{V_h} \leq \frac{\rho_o V_o^{n_1} (V_o - V_H)^{1,4-n_1}}{(V_o - V_H + V_h)^{1,4}} (1 - \xi).$$

Таким чином математичне формулювання задачі мінімізації енергії акумулятора, що визначається при подачі рідини в робочий гідроциліндр можна записати у вигляді:

$$\min\{W = \frac{\rho_o V_o^{n_1}}{0,4} (V_o - V_H)^{1,4-n_1} [(V_o - V_H)^{0,4} - (V_o - V_H + V_h)^{-0,4}](1 - \xi)$$

$$V_o, V_H, V_h, \rho_o$$

при обмеженнях:

$$\frac{F_{y\max} \cdot S}{V_H} \geq \frac{\rho_o \cdot V_o^{n_1}}{(V_o - V_H)^{n_1}} (1 + \xi);$$

$$\frac{F_{y\min} \cdot S}{V_h} \leq \frac{\rho_o V_o^{n_1} (V_o - V_H)^{1,4-n_1}}{(V_o - V_H + V_h)^{1,4}} (1 - \xi);$$

$$V_H < V_o; V_h < V_o; V_H < V_{oi},$$

де V_{oi} - об'єм газової порожнини акумулятора, що відповідає значенням рекомендованого ряду.

Сформульована задача є задачею нелінійного програмування і може бути розв'язана відомими числовими методами. Так вона була розв'язана багатокроковим методом нульового порядку за таких вихідних даних:

$$V_o = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3; F_{y\max} = 26 \text{ кН}; F_{y\min} = 5,7 \text{ кН}; l = 0,5 \text{ м}; \xi = 0,05.$$

Оптимальні значення параметрів, що забезпечують мінімум цільової функції за наявності обмежень: $\rho_o = 2,6 \text{ мПа}$; $V_H = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, $V_h = 1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ при значеннях площ поршнів $3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ та $2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$.

Висновки. Виконаний аналіз роботи піднімально-опускних механізмів пакетоформуєчих і пакеторозформуєчих машин дав можливість установити раціональну структуру гідромеханічного приводу з оптимізацією параметрів його гідравлічного обладнання, що сприяє зменшенню встановленої потужності приводів машини.

Список використаних джерел

1. Гавва О.М. Обладнання для обробки транспортних пакетів/ О.М. Гавва, А.П. Беспалько, А.І Волчко – Київ: ІАЦ «Упаковка», 2006-96с.
2. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник, М.: Машиностроение, 1983.-301с.
3. Гулиа Н.В. Накопители энергии: М.: Наука, 1980.-152с.
4. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б и др.-2-е изд.доп. и перераб.-М.: Машиностроение, 1982-423с.
5. Старичнев В.В. Применение гидроаккумуляторов в гидроприводе горных машин.- М.:НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1987, № 10, 50с.