



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **27507** (13) **U**
(51) МПК (2006)
B21J 9/00

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ

ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

видається під
відповідальність
власника
патенту

(54) СПОСІБ ГАЛЬМУВАННЯ РУХЛИВОЇ ПОПЕРЕЧИНИ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРЕСА НА ЗВОРОТНОМУ ХОДІ

1

2

(21) u200702988

(22) 21.03.2007

(24) 12.11.2007

(72) КОРЧАК ОЛЕНА СЕРГІЇВНА, UA

(73) ДОНБАСЬКА ДЕРЖАВНА МАШИНОБУДІВНА
АКАДЕМІЯ, UA

(56)

(57) Спосіб гальмування рухливої поперечини гідравлічного преса на зворотному ході шляхом підвищення опору клапана, який відрізняється тим, що гальмування здійснюють закриттям наповнювально-зливного клапана, встановленого у зливній магістралі, конструктивна характеристика якого має мінімальне значення 1,0, мінімальне значення коефіцієнта якості гідросистеми 0,9, мінімальне значення часу закриття наповнювально-зливного клапана 0,2 с, при цьому особливості динаміки процесу гальмування рухливої поперечини гідравлічного преса на зворотному ході визначаються залежністю, до складу якої входять зазначені параметри наповнювально-зливного клапана:

$$a \cdot \frac{d^2 S}{dt^2} + b \cdot \left[1 + \alpha \cdot \left(\frac{1}{\left(1 - \frac{t}{t_3} \right)^{2n}} - 1 \right) \right] \cdot \left(\frac{dS}{dt} \right)^2 - c - k_T \cdot S = 0$$

де t - поточне значення часу, с,

a - приведені до поперечини рухливій маси металу та рідини, кг,

b - втрата активного зусилля преса на подолання гідравлічних опорів магістралей при повністю відкритому клапані, кг/м,

c - активна сила преса, Н,

S - переміщення рухливої поперечини під час гальмування, м,

k_T - приведена лінійна жорсткість пружних елементів гідроприводу, Н/м,

$\frac{d^2 S}{dt^2}$ - похідна другого порядку від переміщення S

по часу t , м/с²,

$\frac{dS}{dt}$ - похідна першого порядку від переміщення S

по часу t , м/с,

t_3 - час закриття наповнювально-зливного клапана, с,

n - показник виду конструктивної характеристики наповнювально-зливного клапана,

α - коефіцієнт якості гідросистеми, тобто частка гідравлічного опору наповнювально-зливного клапана у загальному опорі зливної магістралі.

Корисна модель відноситься до галузі машинобудування, а саме до обробки матеріалів тиском і може знайти застосування при гальмуванні рухливої поперечини гідравлічних пресів у верхньому положенні.

Відомий спосіб гальмування [1], якому характерно те, що для забезпечення найбільшої продуктивності машини необхідно, щоб час та хід гальмування були мінімальними. Умовам отримання мінімальних часу та ходу гальмування при обмеженому модулі прискорення та заданій вихідній швидкості відповідає закон постійного прискорення.

Однак спроби використання цього способу для не дають бажаного результату через те, що має місце миттєва зміна прискорення у началі та кінці гальмування, так званий "м'який удар". В началі та кінці гальмування доцільно мати періоди, на яких прискорення змінюється монотонно. Це дозволить уникнути різких змін тиску в системі, які можуть викликати коливання та підвищений знос в механізмах.

Відомий також, обраний як прототип, спосіб гальмування рухливої поперечини гідравлічного преса на зворотному ході [2], суть якого полягає в тому, що гальмування здійснюється шляхом

U
(13)

27507
(11)

UA
(19)

підвищення опору впускного клапана зворотних циліндрів, встановленого у напірній магістралі, чим досягається зниження активного зусилля підйому і поперечина знижує швидкість свого руху.

Загальними суттєвими ознаками відомого і способу, що заявляється, є гальмування шляхом підвищення опору клапана.

Для цього процесу характерним є те, що при закритті впускного клапана зворотних циліндрів поперечина не зупиняється, а продовжує свій рух по інерції до повного зупинення. Під час цього вибігу тиск у трубопроводі, що підводить, зворотних циліндрів різко падає. У той же час падає тиск і у сервоциліндрі керування наповнювально-зливним клапаном, який пов'язано з трубопроводом, що підводить, зворотних циліндрів. Під дією зусилля пружин наповнювально-зливний клапан закривається. Стовп рідини з робочих циліндрів вдарається у перешкоду - закритий наповнювально-зливний клапан, у результаті чого виникає гідроудар.

В основу корисної моделі поставлена задача: забезпечення швидкого та без гідроударів гальмування рухливої поперечини гідралічного пресу на зворотному ході, зменшення машинного часу, підвищення продуктивності преса, його надійності та довговічності шляхом удосконалення механізму процесу гальмування рухливої поперечини гідралічного пресу на зворотному ході.

Поставлена задача вирішується тим, що гальмування здійснюється закриттям наповнювально-зливного клапана, встановленого у зливній магістралі, конструктивна характеристика якого має мінімальне значення 1,0, мінімальне значення коефіцієнту якості гідросистеми 0,9, мінімальне значення часу закриття наповнювально-зливного клапана 0,2с, при цьому особливості динаміки процесу гальмування рухливої поперечини гідралічного пресу на зворотному ході визначаються залежністю, до складу якої входять зазначені параметри наповнювально-зливного клапана

$$a \cdot \frac{d^2 S}{dt^2} + b \cdot \left[1 + \alpha \cdot \left(\frac{1}{\left(1 - \frac{t}{t_3} \right)^{2n}} - 1 \right) \right] \cdot \left(\frac{dS}{dt} \right)^2 - c - k_T \cdot S = 0$$

де t - поточне значення часу, с;

a - приведені до поперечини рухливій маси металу та рідини, кг;

b - втрата активного зусилля пресу на пересилення гідралічних опорів магістралей при повністю відкритому клапані, кг/м;

c - активна сила преса, Н;

S - переміщення рухливої поперечини під час гальмування, м;

k_T - приведена лінійна жорсткість пружних елементів гідроприводу, Н/м;

$\frac{d^2 S}{dt^2}$ - похідна другого порядку від переміщення S по часу t , м/с²;

$\frac{dS}{dt}$ - похідна першого порядку від переміщення S по часу t , м/с;

t_3 - час закриття наповнювально-зливного клапана, с;

n - показник виду конструктивної характеристики наповнювально-зливного клапана;

α - коефіцієнт якості гідросистеми, тобто частка гідралічного опору наповнювально-зливного клапана у загальному опорі зливної магістралі.

За рахунок гальмування рухливої поперечини гідралічного пресу на зворотному ході за допомогою закриття наповнювально-зливного клапана з наступними параметрами - конструктивна характеристика наповнювально-зливного клапана має мінімальне значення 1,0, коефіцієнт якості гідросистеми не нижче 0,9, час закриття наповнювально-зливного клапана не менше 0,2с - забезпечується швидке та без гідроударів гальмування рухливої поперечини гідралічного пресу на зворотному ході і як наслідок - зменшення машинного часу, підвищення продуктивності преса, його надійності та довговічності.

Запропонований спосіб здійснюється таким чином.

Гальмування рухливої поперечини гідралічного пресу на зворотному ході здійснюється закриттям наповнювально-зливного клапана у необхідний момент в крайньому верхньому або будь якому проміжному положенні.

Наповнювально-зливний клапан виконується таким чином, щоб він мав конструктивну характеристику з показником n , мінімальне значення якого дорівнює 1,0. Наприклад, якщо $n=1$ клапан має лінійну конструктивну характеристику, якщо $n=2$ - квадратичну. Досягнення необхідної конструктивної характеристики забезпечується спеціальним профілюванням дроселюючого елемента клапана, наприклад, виконання його у вигляді конфузору, дифузору тощо. Використання клапана з $n < 1$ (наприклад $n=0,5$, що відповідає релейній конструктивній характеристиці) не є припустимим, так як такий клапан не має необхідних дроселюючих властивостей і його застосування є небезпечним у зв'язку з виникненням інтенсивного гідроудару у робочих циліндрах.

Підвищення коефіцієнта a здійснюється шляхом обмеження у зливній магістралі кількості місцевих гідралічних опорів, наближення зливного баку до пресу, збільшення діаметру труб в магістралях тощо.

Оптимальний час відкриття наповнювально-зливного клапана визначається головним чином в залежності від приведеної до поперечини лінійної жорсткості пружних елементів гідроприводу та швидкості руху поперечини на зворотному ході до

початку закриття наповнювально-зливного клапана.

При підстановці всіх параметрів у залежність

$$a \cdot \frac{d^2 S}{dt^2} + b \cdot \left[1 + \alpha \cdot \left(\frac{1}{\left(1 - \frac{t}{t_3} \right)^{2n}} - 1 \right) \right] \cdot \left(\frac{dS}{dt} \right)^2 - c - k_T \cdot S = 0$$

визначається характер та чисельні значення динаміки процесу гальмування рухливої поперечини гідравлічного пресу на зворотному ході в залежності від часу t . Ця залежність аналітично не розв'язується. Це здійснюється одним з чисельних методів, наприклад методами Рунне-Кута, Ейлера тощо.

Приклади здійснення способу.

Приклади здійснення способу пояснюються кресленнями, на яких зображено результати здійснення способу у відповідності з наведеною залежністю:

- Фіг.1 - вплив часу закриття наповнювально-зливного з лінійною конструктивною характеристикою на динаміку гальмування рухливої поперечини гідравлічного пресу на зворотному ході (S , V , J - переміщення, швидкість і прискорення рухливої поперечини від повідно);

- Фіг.2 - вплив часу закриття наповнювально-зливного з квадратичною конструктивною характеристикою на динаміку гальмування рухливої поперечини гідравлічного пресу на зворотному ході (S , V , J - переміщення, швидкість і прискорення рухливої поперечини відповідно);

- Фіг.3 - залежність максимального шляху гальмування (S_{\max}) поперечини від коефіцієнта α та конструктивної характеристики n клапана;

- Фіг. 4 - залежність максимального прискорення (J_{\max}) поперечини від коефіцієнта α та конструктивної характеристики n клапана.

Приклад 1

На ковальському гідравлічному пресі зусиллям 60МН гальмування рухливої поперечини на зворотному ході здійснювали за допомогою закриття наповнювально-зливного клапана при наступних умовах:

- показник виду конструктивної характеристики $n=1$, тобто клапан має лінійну конструктивну характеристику;

- час закриття $t_3 = 0,01\text{с}$, $t_3 = 0,1\text{с}$, $t_3 = 0,2\text{с}$;
- коефіцієнта $\alpha = 0,6$.

При гальмуванні (Фіг.1) з часом закриття клапана $0,01\text{с}$ пікове значення прискорення J складає 62м/с^2 . При цьому шлях гальмування дорівнює 3мм . При $t_3 = 0,1\text{с}$ найбільше значення прискорення J складає 7м/с^2 при шляху

гальмування 14мм . А при $t_3 = 0,2\text{с}$ зниження швидкості відбувається більш плавно з найбільшим значення прискорення J $2,2\text{м/с}^2$ при шляху гальмування 29мм .

Приклад 2

На ковальському гідравлічному пресі зусиллям 60МН гальмування рухливої поперечини на зворотному ході здійснювали за допомогою закриття наповнювально-зливного клапана при наступних умовах:

- показник виду конструктивної характеристики $n=2$, тобто клапан має квадратичну конструктивну характеристику;

- час закриття $t_3 = 0,01\text{с}$, $t_3 = 0,1\text{с}$, $t_3 = 0,2\text{с}$;
- коефіцієнта $\alpha = 0,6$.

При гальмуванні (Фіг.2) з часом закриття клапана $0,01\text{с}$ пікове значення прискорення J сягає 48м/с^2 на середині ходу клапана. При цьому шлях гальмування дорівнює 3мм . При $t_3 = 0,1\text{с}$ найбільше значення прискорення J складає 4м/с^2

при шляху гальмування 12мм . А при $t_3 = 0,2\text{с}$ зниження швидкості відбувається більш плавно з найбільшим значення прискорення J 2м/с^2 при шляху гальмування 20мм .

Приклад 3

На ковальському гідравлічному пресі зусиллям 60МН гальмування рухливої поперечини на зворотному ході здійснювали за допомогою закриття наповнювально-зливного клапана при наступних умовах:

- показник виду конструктивної характеристики $n=0,5$, $n=1$, $n=2$;

- час закриття $t_3 = 0,3\text{с}$.

При гальмуванні (Фіг.3) видно, що чим більше значення α , тим менше величина максимального шляху гальмування. При α близькому до одиниці параметр S_{\max} для релейного клапана складає $0,057\text{мм}$, для лінійного - $0,042\text{мм}$, для квадратичного - $0,028\text{мм}$.

Приклад 4

На ковальському гідравлічному пресі зусиллям 60МН гальмування рухливої поперечини на зворотному ході здійснювали за допомогою закриття наповнювально-зливного клапана при наступних умовах:

- показник виду конструктивної характеристики $n=0,5$, $n=1$, $n=2$;

- час закриття $t_3 = 0,3\text{с}$.

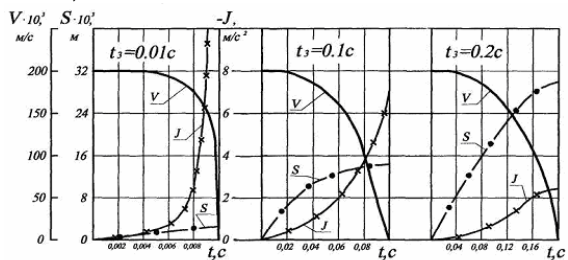
При гальмуванні (Фіг.4) видно, що чим більше значення коефіцієнта α , тим менше величина максимального прискорення гальмування. Якого б значення не досягав коефіцієнт α , при гальмуванні релейним клапаном має місце інтенсивний гідроудар. Так при $\alpha \approx 1$ значення J_{\max} сягає $6,5\text{м/с}^2$. При гальмуванні лінійним і квадратичним клапанами J_{\max} при $\alpha = 0,95$ дорівнює $1,25\text{м/с}^2$ та $1,2\text{м/с}^2$ відповідно.

Наведені приклади підтверджують досягнення технічного результату - а саме: швидке та без гідроударів гальмування рухливої поперечини гідравлічного пресу на зворотному ході і як наслідок - зменшення машинного часу, підвищення продуктивності преса, його надійності та довговічності - при здійсненні заявленого способу.

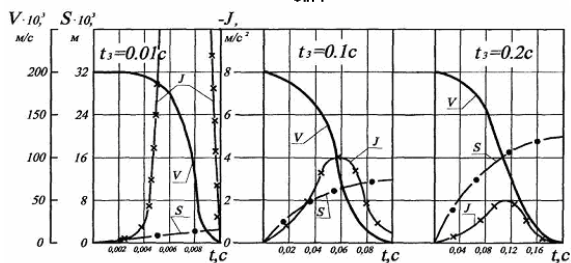
Джерела інформації:

1. Левитский Н.И., Цуханова Е.А. Расчет управляющих устройств для торможения гидроприводов. М.: Машиностроение, 1970. - с.94.

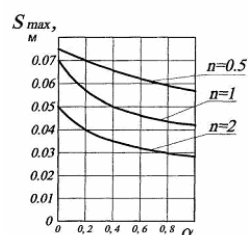
2. Шинкаренко О.М., Корчак Е.С. Торможение подвижных частей ковочных прессов с насосно-аккумуляторным приводом / Известия ТулГУ. Серия: Механика деформируемого твердого тела и обработка металлов давлением. - Тула: ТулГУ, Вып.1, 2006. - С.352.



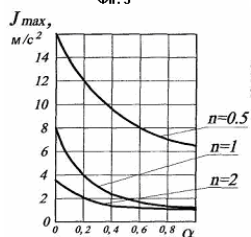
Фиг. 1



Фиг. 2



Фиг. 3



Фиг. 4