

Піонткевич О. В., асистент, Козлов Л. Г., д.т.н., проф., Ковальчук В. А., інженер
Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, Україна

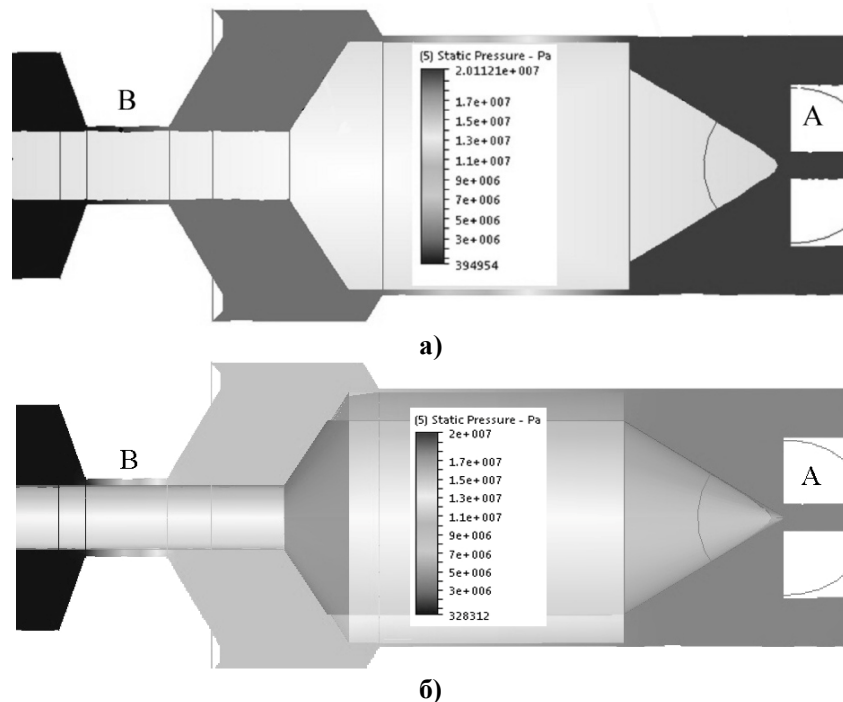
ДОСЛІДЖЕННЯ СЕРВОЗОЛОТНИКА ВРІВНОВАЖУВАЛЬНОГО КЛАПАНА

Анотація. Проведено кінетостатичний силовий аналіз роботи сервозолотника для врівноважувального клапана за допомогою Autodesk Simulation CFD. Розраховано та підібрано кількість розвантажувальних пазів на сервозолотнику, електромагніт для керування ним та розміри каналів корпусу врівноважувального клапана. Розроблено експериментальний стенд для дослідження роботи сервозолотника врівноважувального клапана. Підтверджено виконання закладених функцій в роботу сервозолотника врівноважувального клапана. По перехідним процесам визначено залежність швидкості переключення сервозолотника від навантаження на виконавчому органу.

Ключові слова: сервозолотник, врівноважувальний клапан, Autodesk Simulation CFD, експериментальні дослідження

Розроблено врівноважувальний клапан [1] для систем керування гідроприводами мобільних робочих машин [2–5]. Особливістю розробленого врівноважувального клапана є наявність сервозолотника, який при позиціях гідророзподільника «піднімання» та «нейтральній» надає врівноважувальному клапану функції гідрозамка. При позиції «опускання» відбувається вмикання електромагніта з переключенням сервозолотника та реалізується функція гальмівного клапана для врівноважувального клапана.

Проведено кінетостатичний силовий аналіз для різних конфігурацій сервозолотника (див. рис. 1) за допомогою моделювання течії робочої рідини через нього в середовищі Autodesk Simulation CFD. Розраховано сумарні сили, що діють на торці сервозолотника та вибрано прототип 3 (див. рис. 1, в) в якості остаточного зразка після проектування. Для прототипу 3 електромагніт РЕ 10.3 вітчизняного виробника ООО «Гідроапаратура» (тягове зусилля 120 Н) дає запас рушійної сили 47,5 Н згідно розрахунків.



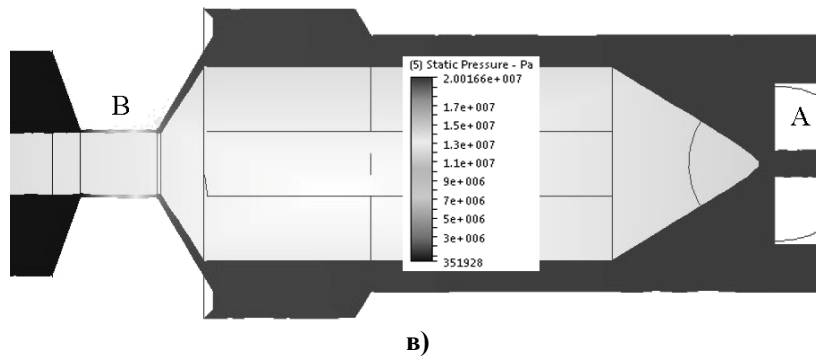


Рис. 1 – Моделювання течії робочої рідини через сервозолотник для: а) – прототип 1 без розвантажувальних пазів та з вузьким каналом В; б) – прототип 2 з двома розвантажувальними пазами та з широким каналом В; в) – прототип 3 з чотирма розвантажувальними пазами та з вузьким каналом В

Експериментальний стенд для дослідження сервозолотника врівноважувального клапана створено в лабораторії гідравліки та гідроприводу Вінницького національного технічного університету [6].

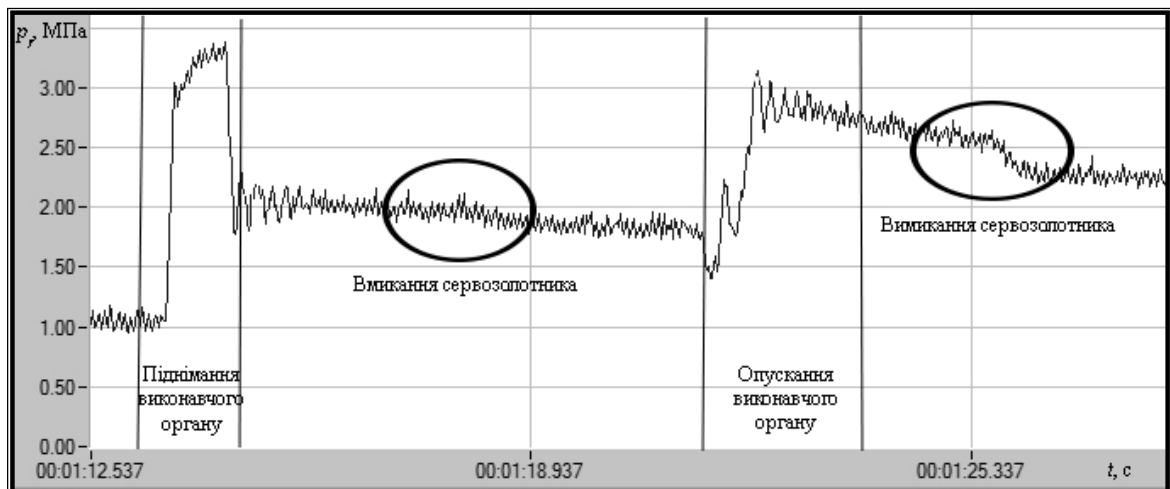
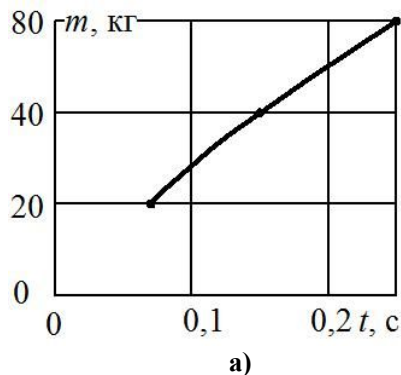
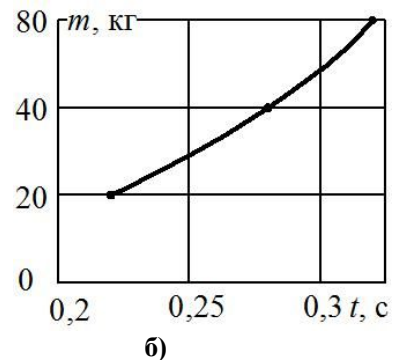


Рис. 2 – Перехідні процеси в робочій гідролінії експериментального стенду

Досліджено перехідні процеси в робочій гідролінії експериментального стенду (рис. 2).



а)



б)

Рис. 3 – Вплив навантаження на виконавчому органу на швидкість сервозолотника врівноважувального клапана: а) – при вмиканні та б) – при вимиканні сервозолотника

Після роботи виконавчого органу відбувається вмикання і вимикання сервозолотника, що в свою чергу супроводжується падінням тиску p , в робочій гідролінії.

Отримані графіки дозволяють визначити швидкодію сервозолотника від навантаження на виконавчому органу. Виконано по три заміри при різних режимах роботи та середні значення отриманих результатів зображено на рис. 3, а та 3, б.

Вмикання сервозолотника майже не впливає на падіння тиску, а процес переключення є швидким в порівнянні із вимиканням. Тривалість вмикання сервозолотника змінюється від 0,07 до 0,25 с при збільшенні навантаження від 20 до 80 кг на виконавчому органу. Тривалість вимикання сервозолотника змінюється від 0,22 до 0,32 с при аналогічному збільшенні навантаження від 20 до 80 кг на виконавчому органу.

Список літератури

1. Козлов Л. Г. Гідропривод з гідрозамком / Л. Г. Козлов, О. В. Піонткевич. – Пат. 107185 Україна, МПК Е 02 F 9/22, № u201511543; Опубл. 25.05.2016, Бюл. № 10. – 8 с
2. Kozlov L. Optimization of design parameters of the counterbalance valve for the front-end loader hydraulic drive / L. Kozlov, Yu. Burennikov, O. Piontkevych, O. Paslavskaya // Proceedings of 22nd International Scientific Conference «MECHANIKA 2017». – Kaunas University of Technology, Lithuania, 19 May 2017. – P. 195 – 200.
3. Піонткевич О. В. Математична модель гідроприводу фронтального навантажувача з гальмівним клапаном / О. В. Піонткевич. – Вінниця : Вісник машинобудування та транспорту, 2015. – №2. – С. 83 – 90.
4. Polishchuk L. Dynamics of adaptive drive of mobile machine belt conveyor / L. Polishchuk, O. Piontkevych // Proceedings of 22nd International Scientific Conference «MECHANIKA 2017». – Kaunas University of Technology, Lithuania, 19 May 2017. – P. 307 – 311.
5. Polishchuk L. Mathematical modeling of dynamic processes of control device of hydraulic drive of belt conveyor with variable load / L. Polishchuk, O. Koval // Tehnomus Journal, New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies, 2015. – №1. – P. 141 – 147.
6. Kozlov L. The experimental stand for determining the characteristics of the hydraulic drive control system with the multifunctional counterbalance valve / L. Kozlov, O. Piontkevych, N. Semichasnova, D.D. Ubidia Rodrigues. – ВНТУ: II Міжнародна науково-технічна конференція «Гідро-та пневмоприводи машин», 2016. – С. 119 – 120.

УДК 621.644: 621.833.15

Лурье¹ З.Я., д.т.н., проф., Соловьев² В.М., к.т.н., Гасюк¹ А.И., к.т.н., доц.,
Цента¹ Е.Н., к.т.н., ассист.

1 - Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,
г. Харьков, Украина

2 - Государственное предприятие «Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А.А. Морозова», г. Харьков, Украина

ОБ ОДНОЙ ОБРАТНОЙ ЗАДАЧЕ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ ИДЕНТИФИКАЦИИ В ОБЛАСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН

Аннотация. Целью работы является исправление значений ряда исходных данных в технической документации шестеренного насоса внешнего зацепления с рабочим объемом 32 см³ на давление 16 МПа, по которым он изготовлен, путем постановки и решения обратной задачи идентификации. К **методам исследования** относятся: законы теории машин и механизмов, теоретической механики, механики жидкости и газа; метод исследования пространства параметров (ИПП) и др. **Результаты.** Улучшена математическая модель (ММ) качающего узла насоса путем ввода уравнения нормального бокового зазора. Радиальный зазор не входит в исходный контур. Теперь конструктор-исследователь не может установить желаемое значение. Зазор вычисляется по уравнениям DIN3960 (Германия). При решении обратной задачи определены значения: коэффициентов высоты головки 1,169 и ножки 1,209 зуба, нормального бокового зазора 0,03 мм и радиального 0,201 мм. **Выводы.** Обоснованно выбранный метод ИПП и улучшенная ММ, открыли возможность ставить и решать обратные задачи многокритериальной идентификации.

Ключевые слова: обратная задача идентификации, критерии адекватности, шестеренный насос внешнего зацепления, радиальный зазор, математическая модель.