

УДК 681.5.015:658.786

АНАЛІЗ НАВАНТАЖЕНОСТІ ГІДРОПРИВОДУ МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА ЗА ДОПОМОГОЮ SIMULINK-МОДЕЛЕЙ

О.В. Єфименко, доцент, к.т.н.,
О.В. Ярижко, доцент, к.т.н., ХНАДУ

Анотація. Розглядається завдання визначення навантаженості робочого устаткування й гідроприводу малогабаритного навантажувача за допомогою комп'ютерного моделювання. Побудовано моделі різного компоунування піднімальних механізмів, проаналізовано переваги й недоліки кожної з них. Запропоновано конструктивно змінити гідропривід машини й конструкцію стріли та зрівняльного пристрою.

Ключові слова: малогабаритний навантажувач, комп'ютерне моделювання будівельно-дорожніх машин, аналіз, стріла, продуктивність насоса.

АНАЛИЗ НАГРУЖЕННОСТИ ГИДРОПРИВОДА МАЛОГАБАРИТНОГО ПОГРУЗЧИКА С ПОМОЩЬЮ SIMULINK-МОДЕЛЕЙ

А.В. Ефименко, доцент, к.т.н.,
А.В. Ярыжко, доцент, к.т.н., ХНАДУ

Аннотация. Рассматривается задача определения нагруженности рабочего оборудования и гидропривода малогабаритного погрузчика с помощью компьютерного моделирования. Построены модели различной компоновки подъемных механизмов, проанализированы достоинства и недостатки каждой из них. Предложено конструктивно изменить гидропривод машины и конструкцию стрелы и уравнительного устройства.

Ключевые слова: малогабаритный погрузчик, компьютерное моделирование строительно-дорожных машин, анализ, стрела, производительность насоса.

ANALYSIS OF HYDRAULIC DRIVE LOADING IN SKID-STEER LOADERS THROUGH SIMULINK-MODELS

A. Yefimenko, Associate Professor, Candidate of Engineering Sciences,
A. Yaryzhko, Associate Professor, Candidate of Engineering Sciences, KhNAHU

Abstract. The problem of determining loading for skid-steer loader implements and hydraulic drives through computer simulation has been considered. Various design models for lifting mechanisms have been built; their advantages and drawbacks have been analyzed. New designs of the hydraulic drive, boom and levelling device have been proposed.

Key words: skid-steer loader, computer simulation of road construction machines, analysis, boom, pump productivity.

Вступ

Висока ефективність навантажувачів багато в чому залежить від досконалості гідроприводу. За інтенсивної роботи навантажувача

на навантажувальних операціях гідропривід робочого устаткування функціонує 80–85 % від усієї тривалості робочого циклу. При цьому частота ввімкнень гідроприводу становить 600–900 в годину. Гідропривід є ос-

новним приводом робочого устаткування будівельно-дорожніх машин (БДМ) у цілому і навантажувачів зокрема, тому постійно ведуться роботи з його вдосконалення. В цьому полягає актуальність роботи.

Аналіз публікацій

Основи математичного моделювання гідропривода БДМ викладено в роботі [1]. Недоліком представленої методики є розрахунок навантажень, що діють у гідроприводі БДМ у вигляді статичних величин, що не враховують динаміки робочих процесів сучасних машин. У роботах [2–4] викладено основи комп'ютерного моделювання динамічних процесів навантаженості гідроприводу у комп'ютерних пакетах MATLAB 6, SolidWorks.

Мета і постановка задачі

Метою роботи є розробка комп'ютерної моделі гідроприводу й аналіз цієї моделі з погляду підвищення надійності та продуктивності навантажувача.

До задач роботи належать: 1) огляд програмного забезпечення автоматизованого проектування гідроприводу; 2) розрахунок вузлів навантажувача й визначення параметрів; 3) розробка комп'ютерної моделі гідроприводу; 4) оптимізація параметрів гідроприводу й конструкції робочого устаткування.

Моделі гідропривода БДМ

Мета комп'ютерного моделювання – зниження матеріальних витрат на численні експерименти, скорочення часу проектування гідроприводу. В роботі було проведено аналіз САПР гідроприводу, розглянуто три системи з моделювання гідроприводу: FLOW-3D, SIMULINK, COSMOSFloWorks. Для моделювання було обрано SIMULINK, завдяки таким перевагам: простота освоєння, доступний інтерфейс, блочна модульна система моделювання.

Як об'єкт дослідження обрано двомодульну машину з технологічним модулем «Універсальний навантажувач» Т16МГ з об'ємом ковша $0,165 \text{ м}^3$. При аналізі використовується математична модель робочого обладнання навантажувача з трьома узагальненими координатами, побудована на підставі рівняння Лагранжа II роду.

За допомогою блоків системи Simulink було зібрано моделі гідроприводу: модель із одним, двома, чотирма гідроциліндрами, модель існуючої машини. Модель робочого обладнання навантажувача компонується гідронасосом, гідроциліндрами й поперечною балкою. Вона моделює роботу гідроприводу при підйомі стріли навантажувача з підвишеним на ній вантажем.

Модель з одним гідроциліндром компонується гідроциліндром однобічної дії зі зворотною пружиною (рис. 1).

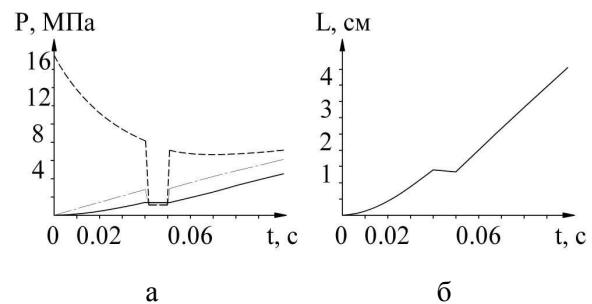


Рис. 1. Графіки зміни значень тиску (а) і переміщення штока гідроциліндра (б)

На графіку видно, що при $t = 0,04 \text{ с}$ (час роботи) відбувається стиск на вході гідронасоса, а при $t = 0,05 \text{ с}$ його усунуто. При цьому значення живильного тиску різко падає. Графік тиску в поршневій порожнині гідроциліндра має менш різкий перепад. Це пояснюється тим, що перебіг у роботі гідронасоса був короткочасним. Графік (б) підтверджує падіння тиску в напірній магістралі й поршневій порожнині, тому що поршень під дією зворотної пружини на деякий час змінив напрямку руху.

Модель із чотирма гідроциліндрами компонується гідроциліндром однобічної дії зі зворотною пружиною і різними вихідними даними. Ця модель вигідно відрізняється від попередньої, тому що в ній змодельовано роботу чотирьох гідроциліндрів. У такій моделі з'являється можливість зрівняти роботу гідроциліндрів за змінних параметрів. Показано графіки переміщення штоків гідроциліндрів із різними параметрами) (рис. 2).

Модель робочого обладнання машини демонструє процес роботи гідроприводу при підйомі стріли навантажувача із заповненим ковшем. На осцилографи виводяться графіки переміщення балки (стріли) і кут розташування балки відносно горизонту в радіанах.

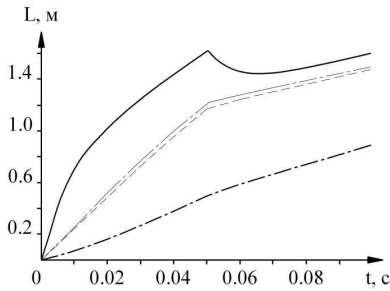


Рис. 2. Переміщення штоків гідроциліндрів за зміни параметрів

При розробці цієї моделі гідроприводу було прийнято деякі допущення:

- стрілу навантажувача прийняли за абсолютно тверду (недеформовану) балку, розташовану перпендикулярно поздовжній осі навантажувача;
- гідроциліндри розташували таким чином, щоб при підйомі стріли поршнева порожнина була робочою;
- за масу вантажу в моделі було прийнято суму маси стріли й максимальної вантажопідйомності навантажувача.

Метою дослідження є також вплив швидкості підйому стріли на робочі процеси. Досліджено, як впливає на роботу гідроприводу зміна подачі насоса. Вантаж знаходиться у центрі балки. Тут використовували насоси: НШ-32, НШ-46, НШ-67, НШ-98 (рис. 3). Зі значень отриманих даних видно, що за підвищення подачі гідронасоса підвищується швидкість підйому стріли, але підвищується й амплітуда коливань кута розташування балки (табл. 1).

Таблиця 1 Отримані дані середньої швидкості переміщення й амплітуди кута балки

Марка гідронасоса	Подача, м ³ /с	Амплітуда коливань кута, рад	Швидкість переміщення балки Δz, м/с
НШ-32	0,00053	[+2,4*10 ⁻⁴ ; -0,5*10 ⁻⁴]	0,012
НШ-46	0,00078	[+3,5*10 ⁻⁴ ; -1,3*10 ⁻⁴]	0,0225
НШ-67	0,00112	[+4,2*10 ⁻⁴ ; -2*10 ⁻⁴]	0,0365
НШ-98	0,00165	[+4*10 ⁻⁴ ; -3,6*10 ⁻⁴]	0,056

Основною метою другого етапу дослідження є підвищення надійності роботи навантажувача при важких режимах роботи гідроприводу.

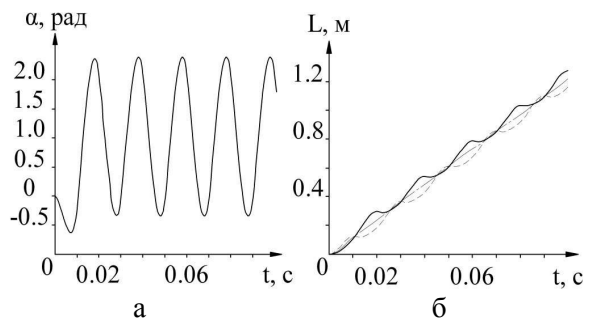


Рис. 3. Графіки зміни кута (а) і переміщення балки (б) при використанні насоса НШ-32

В моделі відбувається підйом стріли за максимального завантаження ковша. Центр ваги ковша (балки) зміщується до правого краю на відстань 1/3 від правого краю ковша. Це може бути викликано неоднорідністю розроблюваного матеріалу, наприклад, будівельного сміття. Проаналізовано параметри процесу навантаженості за зміни переміщень z_b і z_a залежно від збільшення площі поршня гідроциліндрів (рис. 4).

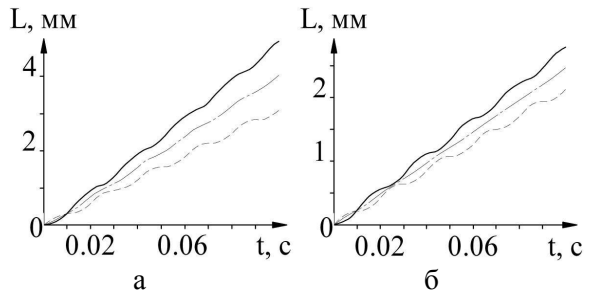


Рис. 4. Графіки переміщення поперечної балки при $M = 1200$ кг із використанням гідроциліндрів з $D = 100$ мм (а) і $D = 125$ мм (б)

Згідно з графіками видно, що за збільшення площі поршня різниця між координатами переміщення z_b і z_a знизилася з 0,0028 м до 0,001 м за $T = 0,1$ с. Оскільки найменше значення різниці z_b і z_a , рівне 0,001 м, маємо в останньому випадку, доцільно прийняти гідроциліндр із $D = 125$ мм (табл. 2).

Таблиця 2 Дані дослідження моделі за зміщення центру ваги

Діаметр поршня D , м	Маса вантажу, кг	Δz , м/с	z_b , м	z_a , м	$z_b - z_a$, м
80	985	0,061	0,0075	0,0047	0,0028
100	985	0,043	0,0053	0,0033	0,002
125	985	0,027	0,0032	0,0022	0,001
100	1200	0,04	0,005	0,003	0,002
125	1200	0,025	0,003	0,0021	0,0007

Із аналізу досліджень видно, що збільшення маси вантажу незначною мірою впливає на швидкість підйому стріли при даних режимах роботи. Але в той же час використання гідроциліндрів діаметром поршня $D=125$ мм за такої маси вантажу компенсує перевантаження, пов'язані зі зсувом центру ваги, оскільки значення різниці z_a-z_b у цьому випадку є найменшим.

Висновки

Аналіз комп'ютерної моделі приводу навантажувача показав, що для підвищення ефективності існуючої конструкції навантажувача необхідно:

– змінити розташування гідроциліндрів підйому стріли таким чином, щоб при підйомі стріли робочою порожниною гідроциліндра стала поршнева порожнина;

– для збільшення швидкості підйому стріли доцільно замінити гідронасос НШ-32 на гідронасос НШ-67;

– при роботі навантажувача з неоднорідним матеріалом, наприклад, з будівельним сміттям, доцільно компонувати гідропривід гідронасосом НШ-67 і гідроциліндрами з діаметром поршня $D=125$ мм. Це пов'язано з нерівномірним розташуванням матеріалу в ковші навантажувача, внаслідок чого виникає перекис рами й гідроциліндрів. У свою чергу, за збільшення потужності на штоках гідроциліндрів збільшується вантажопідймальна здатність гідроприводу, тому доцільно підвищити міцнісні характеристики рами навантажувача або змінити конструкцію рами. За такої компоновки гідропривода можна використати конструкцію рами (рис. 5). Її перевага – це те, що при перекосах робочого устаткування основне навантаження лягає не на гідропривод, а на металоконструкцію стріли.



Рис. 5. Запропонована конструкція робочого обладнання навантажувача

Література

1. Вильнер Я.М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я.М. Вильнер, Я.Т. Ковалёв, Б.Б. Некрасов; под ред. Б.Б. Некрасова. – Минск: Высшая школа, 1976. – 416 с.
2. Дияконів В.П. MATLAB 6/6.1/6.5 + Simulink 4/5 у математиці й моделюванні: повний посібник користувача / В.П. Дияконів. – М.: Солоний-Пресс, 2003. – 576 с.
3. Черных И.В. SIMULINK: среда создания инженерных приложений / И.В. Черных; под общ. ред. к.т.н. Потёмкина В.Г. – М.: ДИАЛОГ-МИФИ, 2003. – 496 с.
4. Алямовский А.А. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А.А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов и др. – С.Пб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.

Рецензент: В.І. Мощенок, професор, к.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 22 червня 2012 р.