

## І. Зарічний

ВАТ «Коломиясьмаш»

**ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ  
ХАРАКТЕРИСТИК ВАНТАЖОПІДЙМАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ  
УНІВЕРСАЛЬНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ  
НАВАНТАЖУВАЧІВ З ПОВОРОТНОЮ СТРІЛОЮ**

*У статті проведено порівняльне дослідження різних варіантів компоновання гідроциліндрів приводу вантажопідіймального механізму універсальних сільськогосподарських навантажувачів з поворотною стрілою за критерієм силових характеристик. Розглянуто чотири розрахункові моделі конструкції поворотної стріли навантажувача. Встановлено, що для універсальних сільськогосподарських навантажувачів найкращою конструкцією поворотної стріли є ферма, в якій гідроциліндри використовуються як нижній пояс.*

## I. Zarichniy

**THEORETICAL RESEARCH OF KINEMATICS DESCRIPTIONS  
OF FORK-LIFT MECHANISM OF UNIVERSAL AGRICULTURAL  
LOADERS WITH TURNING ARROW**

*In article comparative research of different variants of arrangement of hydraulics cylinders of occasion of fork-lift mechanism of universal agricultural loaders is conducted with a turning arrow after the criterion of power descriptions. Four calculation models of construction of turning arrow of loader are considered. It is set, that for universal agricultural loaders a farm, in which hydraulic cylinder are used as a lower belt, is the best construction of turning arrow.*

**Умовні позначення**

$\rho_{cm}, \rho_{pid}$  – об'ємна маса стержня і рідини відповідно;

$\sigma_{cm}$  - допустиме напруження для стержня;

$E_{cm}, E_{pid}$  – модуль пружності стержня и рідини відповідно;

$P_{pid}$  – тиск рідини.

При проектуванні універсальних сільськогосподарських навантажувачів з поворотною стрілою особливу увагу необхідно приділяти плануванню жорсткості металоконструкції, знаходженню її оптимального значення за умов забезпечення якнайкращих динамічних характеристик. При цьому доцільно також проводити порівняльне дослідження різних варіантів компоновання гідроциліндрів приводу підіймального механізму навантажувачів за критерієм силових характеристик [1].

Не зважаючи на різноманіття моделей грейферних навантажувачів, сьогодні дуже мало розробок, які з єдиних позицій розглядали б параметри і характеристики машин, виявляли резерви вдосконалення існуючих машин. Багато параметрів машин, наприклад, вантажопідйомність, визначаються без достатнього обґрунтування, незалежно від типу машини, її динаміки, не враховується розкид величини ваги вантажу, який підймає грейфер. При виборі швидкості переміщення враховуються, в основному, забезпечення стійкості; швидкість переміщення розглядається безвідносно до вантажопідйомності, при фіксованому значенні останньої [2, 3].

Для грейферних навантажувачів характерно те, що навантаження стріли носить просторовий характер, у зв'язку з чим металоконструкція повинна бути міцною у різних напрямках, крім того, при роботі стріла змінює свою конфігурацію, що збільшує складність її навантаження. У зв'язку з цим має сенс проектування металоконструкції, по можливості, рівномірної при всіх видах навантаження [1].

Опорний контур навантажувача в окремих роботах розглядається лише з точки зору забезпечення необхідної стійкості, і розміри його не розглядаються в сукупності з вантажопідйомністю і вильотом навантажувача. Немає робіт з оптимізації розмірів і форми опорного контуру.

Тому доцільним є дослідження динаміки грейферних навантажувачів і формування на основі цього розгляду рекомендацій з вибору основних параметрів навантажувачів: вантажопідйомності, вильоту, ваги, розмірів і форми опорного контуру, швидкості переміщення вантажу і т.д. [2, 4].

Проведемо порівняльне дослідження різних варіантів компонування гідроциліндрів приводу за критерієм силових характеристик. Для цього розглянемо гідроциліндр як елемент конструкції. Кожний із стержневих елементів, включених в конструкцію, наприклад у ферму, характеризується чотирма основними характеристиками: довжиною, масою, допустимим навантаженням і жорсткістю. Для однорідних стержнів можна розглядати і питомі характеристики: питому масу та питому жорсткість.

Порівняємо за цими характеристиками гідроциліндр (точніше, тільки його гільзу, оскільки шток є звичайним стержнем) і стрілу при однаковому навантаженні.

Питома (погонна) маса стержня [5]:

$$\tau_{cm} = \rho_{cm} \cdot \frac{P}{\sigma_{cm}}. \quad (1)$$

Питома жорсткість [5]:

$$c_{cm} = \frac{PE_{cm}}{\sigma_{cm}}. \quad (2)$$

Припускаючи, що матеріал гільзи такий же, як і матеріал стержня, запишемо залежності для визначення питомої маси та питомої жорсткості для гільзи гідроциліндра (разом із рідиною, яка міститься в ньому) [5]:

$$\tau_{cy} = P \cdot \left( \frac{2\rho_{cm}}{\sigma_{cm}} + \frac{\rho_{pid}}{P_{pid}} \right); \quad (3)$$

$$c_{cy} = \frac{P}{\left( \frac{2\sigma_{cm}}{E_{cm}} + \frac{P_{pid}}{E_{pid}} \right)}. \quad (4)$$

Для кількісної оцінки порядку величин одержаних виразів розглянемо сталь і мінеральне мастило з наступними характеристиками:

$$\rho_{cm} = 7850 \text{ кг/м}^3; \rho_{pid} = 900 \text{ кг/м}^3; \sigma_{cm} = 100 \text{ МПа}; \\ E_{cm} = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}; E_{pid} = 2 \cdot 10^3 \text{ МПа}; P_{pid} = 10 \text{ МПа}.$$

Провівши розрахунки за формулами (1) – (4), одержимо, що питома маса циліндра в 3,15 рази більша питомої маси стержня, а питома жорсткість - в 12 разів менша.

З аналізу формул (3) і (4) видно, що з підвищенням тиску маса і жорсткість циліндра зменшуються, проте в різній мірі. Так, при підвищенні тиску з 10 МПа до 20 МПа маса зменшується на 13 %, в той час, як жорсткість зменшується в 1,83 рази.

Отже, зменшення жорсткості системи не завжди доцільне, у зв'язку з чим до підвищення тиску в гідросистемі потрібно ставитися доволі обережно, оскільки гідроциліндри є основними пружними елементами в конструкції.

Для подальшого викладу розглянемо чотири моделі конструкції стріли (рис 1):

- а) стріла у вигляді стержня та гідроциліндра, які мають спільний шарнір, з розміщенням гідроциліндра нижче стріли стержня (рис. 1, а);
- б) стріла у вигляді стержня та гідроциліндра, які мають спільний шарнір, з розміщенням гідроциліндра вище стріли стержня (рис. 1, б);
- в) стріла у вигляді двох стержнів, які утворюють трикутник (разом з стійкою) і з гідроприводом у вигляді гідроциліндра біля її основи (рис. 1, в);

г) стріла у вигляді двох стержнів, які утворюють трикутник (разом з стійкою) і з жорстким приводом біля її основи (рис. 1, г).

Загальними для всіх схем вважатимемо величину вильоту і плече основи трикутника. Вважатимемо плече значно меншим, ніж виліт (у п'ять-десять разів), і в розрахунках прийматимемо синуси і тангенси малих аргументів рівними аргументу.

Нехай виліт стріли  $L$ , плече  $l$ . Знайдемо характеристики цих стріл: масу, приведену до кінця стріли. Пізніше буде знайдена жорсткість.

Нехай маса верхнього елемента  $m_1$ , нижнього -  $m_2$ , тоді приведена маса рівна:

$$m_{np} = \frac{m_1 + m_2}{2}. \quad (5)$$

Тоді повне навантаження на кінці стріли

$$P_{нов} = P + m_{np} \cdot g \quad (6)$$

створить в елементах зусилля:

$$N = \left( P + \frac{m_1 + m_2}{2} \cdot g \right) \cdot \frac{L}{l}. \quad (7)$$

При використанні формул (3) і (4) необхідно брати до уваги, що у випадку роботи гідроциліндра безпоршневою порожниною (друга модель) його маса збільшується в  $k$  раз, де  $k$  – відношення площі поршня до різниці площі поршня та площі штока [5, 6]:

$$k = \frac{S_n}{S_n - S_u}. \quad (8)$$

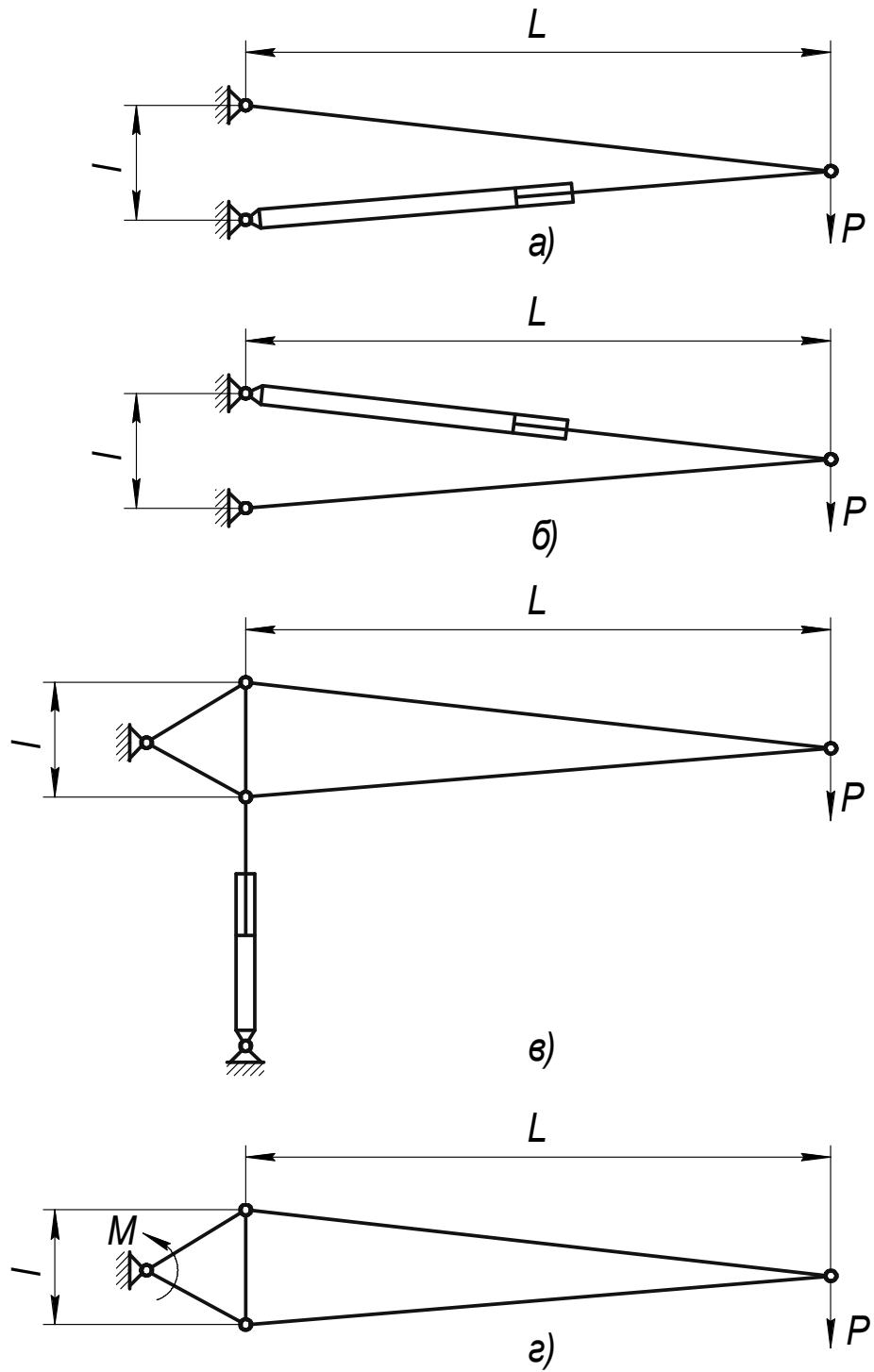


Рисунок 1 - Розрахункові моделі конструкції стріли.

Тоді маса стріли для першої моделі:

$$m_1 = \frac{0.5P \frac{L^2}{l} \left( \frac{3\rho_{cm}}{\sigma_{cm}} + \frac{\rho_{pid}}{P_{pid}} \right)}{1 - 0.5g \frac{L^2}{l} \left( \frac{3\rho_{cm}}{\sigma_{cm}} + \frac{\rho_{pid}}{P_{pid}} \right)}. \quad (9)$$

Маса стріли для другої моделі:

$$m_2 = \frac{0.5P \frac{L^2}{l} \left( \frac{1+2k}{\sigma_{cm}} + \frac{\rho_{pid}}{P_{pid}} \right)}{1 - 0.5g \frac{L^2}{l} \left( \frac{1+2k}{\sigma_{cm}} + \frac{\rho_{pid}}{P_{pid}} \right)}. \quad (10)$$

Маса стріли для третьої та четвертої моделі (без маси привода):

$$m_4 = \frac{P \frac{L^2}{l} \frac{\rho_{cm}}{\sigma_{cm}}}{1 - g \frac{L^2}{l} \frac{\rho_{cm}}{\sigma_{cm}}}. \quad (11)$$

Порівняємо маси стріл за різними моделями при:

$$P = 20 \text{ кН}; L=5 \text{ м}; l=1 \text{ м}; k=1,4;$$

$$m_1=83 \text{ кг}; m_2=100 \text{ кг}; m_4=40 \text{ кг}.$$

В третій моделі маса гідроциліндра рівна масі гідроциліндра в першій моделі, оскільки маса гідроциліндра визначається виключно величиною роботи, яку він може виконати, тобто маса гідроциліндра рівна 63 кг. Загальна маса в третьому випадку складає 103 кг і виражається формулою:

$$m_3 = \frac{0.5P \frac{L^2}{l} \left( \frac{4\rho_{cm}}{\sigma_{cm}} + \frac{\rho_{pid}}{P_{pid}} \right)}{1 - g \frac{L^2}{l} \frac{\rho_{cm}}{\sigma_{cm}}}. \quad (12)$$

Як бачимо, з розглянутих моделей з гідравлічним приводом найлегшою є перша модель. Економія у порівнянні з другою моделлю складає 17%, а з третьою - 20%. Звідси можна зробити висновок, що для отримання мінімальної ваги конструкції необхідно стержні та гідроциліндри приводу розташовувати у вигляді спільно працюючих елементів ферми, причому гідроциліндри повинні складати нижній пояс. За приведеною масою найкращі показники має третя модель. Приведена маса відіграє істотну роль тоді, коли її вага складає значну частку від навантаження  $P$ .

Визначимо критичні вильоти, тобто вильоти, при яких приведена вага стріли рівна прикладеному навантаженню (конструкції вважаємо геометрично подібними).

Для першої моделі:

$$L_{1kp} = \frac{1}{g \frac{L}{l} \left( \frac{3\rho_{cm}}{\sigma_{cm}} + \frac{\rho_{pid}}{P_{pid}} \right)}. \quad (13)$$

Для другої моделі:

$$L_{2kp} = \frac{1}{g \frac{L}{l} \left( \frac{1+2k}{\sigma_{cm}} \rho_{cm} + \frac{\rho_{pid}}{P_{pid}} \right)}. \quad (14)$$

Для третьої та четвертої моделі:

$$L_{3кр} = L_{4кр} = \frac{1}{2g \frac{L \rho_{cm}}{l \sigma_{cm}}} . \quad (15)$$

При раніше прийнятих значеннях величин, що входять у формули, числові значення критичних вильотів становлять:

$$L_1=62,6 \text{ м}; \quad L_2 = 52,5 \text{ м}; \quad L_3 = L_4 = 130 \text{ м}.$$

Отже, можна зробити висновок, що при великих вильотах стріли навантажувача більш доцільно кінець стріли робити у вигляді ферми без гідроциліндрів, а гідроциліндри встановлювати якомога ближче до основи.

Так як виліт сільськогосподарських навантажувачів, як правило, не перевищує 10 м, то ця рекомендація на них не поширюється.

Для навантажувачів малого вильоту найкращою конструкцією є ферма, в якій гідроциліндри використовуються як нижній пояс. Жорсткість навантажувачів, в першу чергу, визначається тиском мастила в гідросистемі.

Звичайно, до числових значень  $L_1, L_2, L_3, L_4$  необхідно ставитись з певною критичністю, так як при їх знаходженні не враховувався цілий ряд факторів та параметрів, таких, як: стійкість стержневих систем, міцність балки при дії власної ваги і т.д., але вони дають загальне уявлення про порядок величини критичного вильоту і його залежності від кінематичних параметрів навантажувачів.

### **Література**

1. Рибак Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин. – Тернопіль: Збруч, 2002. – 332 с.
2. Рипецкий Е.И. Повышение эффективности механизма поворота манипулятора погрузчика-экскаватора. – Тернополь, 1994. – 133 с.
3. Базанов А.Ф., Забегалов Г.В. Самоходные погрузчики. – М.: Машиностроение, 1979. – 406с.
4. Шевченко А.З. Универсальные погрузчики. – М.: Высшая школа, 1976. – 288 с.
5. Егоров К.А. Справочник механизатора погрузочно-разгрузочных работ. –Л.: Машиностроение, 1979. – 326 с.
6. Павлов С.М., Фохт Л.Г. Машины и оборудование для погрузочно-разгрузочных работ. – М.: Стройиздат, 1975. – 280 с.

*Одержано 11.05.2006 р.*