

УДК 631.312.024

## ДО МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОСИСТЕМ ІНДИВІДУАЛЬНИХ ЗАПОБІЖНИКІВ ПЛУГІВ ЛІСОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

Калінін Є.І., к.т.н., доцент

*(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені  
Петра Василенка)*

*В статті наведено вирішення основних задач, що виникають при розробці методики розрахунку параметрів гідросистем запобіжників плугів лісогосподарського виробництва, розглянуті способи підбору оптимальних параметрів гідросистеми запобіжників для забезпечення їх найбільшої ефективності експлуатації.*

**Актуальність проблеми.** Одним з найбільш важливих і трудомістких етапів у загальному циклі лісогосподарського виробництва є основна обробка ґрунту. Від неї залежить весь подальший процес отримання якісних насаджень.

При обробці ґрунту відбувається видалення бур'янів, вона підтримує ґрунт у пухкому стані, при якому рослини добре забезпечуються водою, мінеральними речовинами, киснем. Способи основного обробітку ґрунту різноманітні, але найбільш ефективним з них є оранка дисковими і лемішними плугами.

Одним з актуальних напрямків досліджень в даній області є виявлення шляхів забезпечення належного функціонування плугів на ґрунтах, забруднених як камінням, так і твердими органічними залишками, здатними викликати не тільки порушення у функціонуванні, а й повну відмову машини.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Аналіз досвіду роботи провідних зарубіжних фірм, що спеціалізуються на виробництві плугів, показали, що найбільш перспективним захистом плугів для лісогосподарського виробництва є індивідуальні запобіжники двосторонньої дії з гідросистемами трьох типів [1 – 3]:

- з автономними пневмогідроакумуляторами (ПГА), встановленими на кожному гідроциліндрі запобіжників (тип I);
- із загальним ПГА, підключеним до гідроциліндрів запобіжників гідромагістралей (тип II);

– з ПГА, встановленими на кожному гідроциліндрі запобіжників і з'єднаними між собою гідромагістралями (тип III).

Для заданих значень швидкості орного агрегату, глибини оранки, питомого опору ґрунту і параметрів робочого органу плуга встановлено, що для виконання агротехнічних вимог, що пред'являються до плуга, поточні значення  $R(\alpha)$  силової характеристики проєктованих індивідуальних запобіжників повинні відповідати умовам виду [4]:

$$R(\alpha) \geq R_{\min}(\alpha), \quad (1)$$

$$R(\alpha) \leq R_{\max}(\alpha), \quad (2)$$

де  $R_{\min}(\alpha)$  і  $R_{\max}(\alpha)$  – нижня і верхня межі області допустимих значень раціональних силових характеристик проєктованих запобіжників (рис 1).

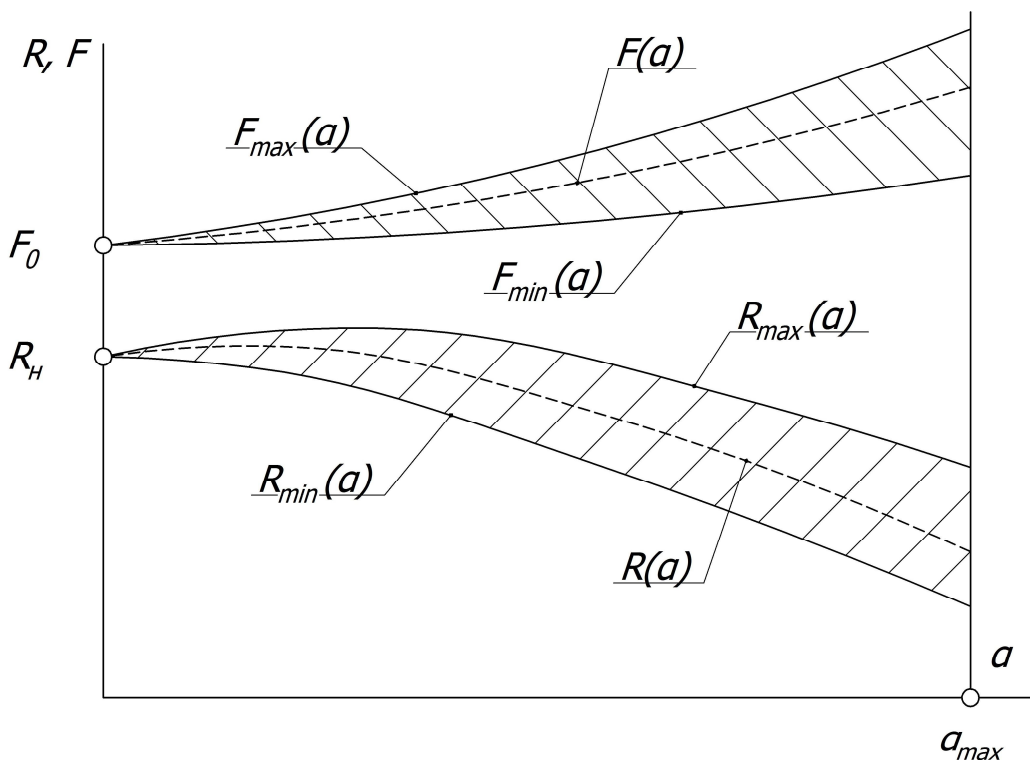


Рисунок 1. До методики розрахунку параметрів гідросистем запобіжників

Крім того, зазвичай задані: розрахунковий момент запобіжника  $M$ , його кінематична схема і параметри передавального механізму. Потрібно визначити параметри ПГА і циліндрів гідросистем захисту плуга, при яких силова характеристика проєктованих запобіжників відповідала б умовам (1) і (2).

**Мета і постановка задачі.** Таким чином, метою досліджень при розробці методики розрахунку гідросистем запобіжників плугів, є визначення параметрів ПГА і гідроциліндрів для гідросистем зазначених трьох типів.

**Виклад основного матеріалу.** Відповідно до визначення поняття силової характеристики індивідуального запобіжника [3] аналітичний вираз силової характеристики індивідуального гідравлічного запобіжника в загальному випадку для передавального механізму з будь-якою кінематичною схемою має вигляд:

$$R(\alpha) = \frac{F(\alpha)h(\alpha)i(\alpha) + G_{\kappa}l(\alpha)}{H(\alpha)}, \quad (3)$$

де  $R(\alpha)$  – горизонтально прикладена до носка корпусу сила у функції кута повороту  $\alpha$  гряділя корпусу;  $F(\alpha)$  – сила запобіжника (сила, що розвивається гідроциліндром запобіжника) у функції кута  $\alpha$ ;  $G_{\kappa}$  – сила ваги корпусу;  $h(\alpha)$ ,  $l(\alpha)$  і  $H(\alpha)$  – плечі сил  $F$ ,  $G$  і  $R$  відносно шарніра кріплення гряділя на рамі плуга у функції кута  $\alpha$ ;  $i(\alpha)$  – коефіцієнт передачі передавального механізму у функції кута  $\alpha$ .

Розв'язавши рівняння (1) – (3), знайдемо залежності, що визначають нижню і верхню межі області допустимих значень функцій  $F(\alpha)$  в інтервалі  $0 \leq \alpha \leq \alpha_{\max}$  ( $\alpha_{\max}$  – максимальний кут повороту корпусу при спрацьовуванні запобіжника), які відповідають раціональним силовим характеристикам (див. рис. 1):

$$F_{\min}(\alpha) = \frac{R_{om}(\alpha)H(\alpha) - G_{\kappa}l(\alpha)}{h(\alpha)i(\alpha)}; \quad (4)$$

$$F_{\max}(\alpha) = \frac{[R]_m H(\alpha) - G_{\kappa}l(\alpha)}{h(\alpha)i(\alpha)}. \quad (5)$$

При робочому положенні корпусу плуга ( $\alpha = 0$ ) момент  $M$ , що розвивається індивідуальним запобіжником, повинен дорівнювати заданому розрахунковому моменту  $M_p$ :

$$M = F_o h_o i_o = \frac{1}{4} \pi d^2 p_1 h_o i_o = M_p, \quad (6)$$

де  $F_o = F(\alpha = 0)$ ;  $h_o = h(\alpha = 0)$ ;  $i_o = i(\alpha = 0)$ ;  $d$  – діаметр плунжера гідроциліндра;  $p_1$  – робочий тиск в гідросистемі запобіжників.

Функціонал  $F(\alpha)$  можна розрахувати з урахуванням рівняння (6), прийнявши процес стиснення газу в ПГА таким, що має наступні характеристики: політропний процес – при спрацьовуванні запобіжника та ізотермічний – при зарядці гідросистем до робочого тиску. тоді:

$$F(\alpha) = \frac{M_p}{h_o i_o \left[ 1 - \frac{M_p S(\alpha)}{h_o i_o W} \right]^{\chi}}, \quad (7)$$

де  $S(\alpha)$  – переміщення плунжера гідроциліндра у функції кута  $\alpha$ ;  $W = V_o P_o$  – енергія ПГА ( $P_o$  – тиск зарядки ПГА газом;  $V_o$  – номінальний об'єм ПГА);  $\chi$  – показник політропи стиснення газу в ПГА.

З рівнянь (4), (5) і (7) встановимо інтервал допустимих значень енергії ПГА  $W_{\min} \leq W \leq W_{\max}$ , при яких силові характеристики проєктованих запобіжників раціональні, тобто задовольняють умовам (1) і (2).

Далі, з урахуванням рівняння (6) і відомого співвідношення  $p_o = 0,9 p_1$  [1], знайдемо залежності, що визначають взаємозв'язок параметрів ПГА і гідроциліндра запобіжників:

$$V_o = \frac{\pi h_o i_o W}{3,6 M_p}; \quad (8)$$

$$p_1 = \frac{4 M_p}{\pi d^2 h_o i_o}; \quad (9)$$

$$p_2 = \frac{p_1}{\left[ 1 - \frac{M_p S(\alpha_{\max})}{i_o h_o W} \right]^{\chi}}, \quad (10)$$

де  $p_2$  – максимальний розрахунковий тиск ПГА.

Таким чином, задаючись значеннями енергії ПГА з інтервалу  $W_{\min} \leq W \leq W_{\max}$  і значеннями з нормалізованого ряду діаметрів плунжерів, за формулами (8) – (10) можна розрахувати параметри  $V_o$ ,  $p_o$ ,  $p_1$  та  $p_2$  ПГА. Хід гідроциліндрів  $s(\alpha_{\min})$  визначається заданими кінематичними параметрами передавального механізму запобіжника.

Проте, отримані розрахункові залежності справедливі для визначення параметрів гідроциліндрів і ПГА гідросистем типу I.

Вирішимо поставлену задачу в загальному вигляді для  $n$ - корпусного плуга з індивідуальними запобіжниками та з гідросистемами типів II і III. Дослідження, що проведені ВІСГДМ [3, 4], показали, що при розрахунку цих гідросистем необхідно враховувати одночасність спрацьовування запобіжників  $K$  і коефіцієнт повноти спрацьовування запобіжників  $\eta_k$ .

Отже, для визначення параметрів гідросистем типів II і III в умови завдання слід внести такі доповнення:

– задані одночасність  $K$  і коефіцієнт повноти  $\eta_k$  спрацьовування запобіжників  $n$ - корпусного плуга:

$$K = 1, \eta_{k=1}; K = 2, \eta_{k=2}; \dots; K = K_p, \eta_{k=K_p}, \quad (11)$$

де  $K_p$  – розрахункове значення одночасності  $K$  для  $n$ - корпусного плуга;

– задано, що при одночасному  $K$  спрацьовуванні запобіжників їх силові характеристики повинні задовольняти умовам (1) і (2).

Силова характеристика кожного з запобіжників, що спрацювали одночасно, змінюється в інтервалі

$$0 \leq \alpha \leq \alpha_{\eta_k}, \quad (12)$$

де  $\alpha_{\eta_k}$  – максимальний кут повороту кожного з корпусів  $K$ , що одночасно зустріли перешкоди,  $\alpha_{\eta_k} = f(\eta_k)$ .

Відповідно до визначення поняття силової характеристики, залежність сили  $F_k$  кожного з запобіжників  $K$ , що спрацювали одночасно, від кута  $\alpha$  в інтервалі (12) має вигляд:

$$F_{\kappa}(\alpha) = \frac{M_p}{h_o i_o \left[ 1 - \frac{M_p KS(\alpha)}{i_o h_o W} \right]^{\chi}} \quad (13)$$

З рівнянь (4), (5) і (13) визначимо інтервал допустимих значень енергії ПГА

$$W_{\kappa, \min} \leq W \leq W_{\kappa, \max}, \quad (14)$$

при яких графіки залежностей (13) в інтервалі (12) не виходять за межі  $F_{\min}(\alpha)$  і  $F_{\max}(\alpha)$ .

Розрахунок інтервалів (14) допустимих значень ПГА для  $K = 1, K = 2, \dots, K = K_p$  при відповідних  $\eta_{\kappa=1}, \eta_{\kappa=2}, \dots, \eta_{\kappa=K_p}$  проводиться з системи виду:

$$\begin{aligned} W_{\kappa=1, \min} &\leq W \leq W_{\kappa=1, \max}; \\ W_{\kappa=2, \min} &\leq W \leq W_{\kappa=2, \max}; \\ &\dots \\ W_{\kappa_p, \min} &\leq W \leq W_{\kappa_p, \max}; \end{aligned} \quad (15)$$

З отриманої системи нерівностей (15) можна знайти розрахунковий інтервал допустимих значень енергії ПГА

$$W_{p, \min} \leq W \leq W_{p, \max}, \quad (16)$$

де  $W_{p, \min}$  – мінімальне значення з поля значень  $W_{\kappa, \min}$ ;  $W_{p, \max}$  – максимальне значення з поля значень  $W_{\kappa, \max}$ .

Задаючись значеннями енергії ПГА з інтервалу (16) і значеннями діаметра плунжера з нормалізованого ряду, визначимо за формулою (8) номінальні об'єми ПГА  $V_o^{II}$  і  $V_o^{III}$  відповідно для гідросистем типів II і III. Тоді, значення тиску  $p_1$  визначитися за формулою (9), а тиску  $p_2$  – з виразу виду:

$$p_2 = \frac{p_1}{\left[ 1 - \frac{M_p KS(\alpha_{\eta_{\kappa}})}{i_o h_o W} \right]^{\chi}}. \quad (17)$$

Необхідно відзначити, що при розрахунку гідросистем типів II і III, крім визначення параметрів ПГА і гідроциліндрів, необхідно встановити параметри гідромагістралей: внутрішній діаметр  $\delta$  і допустимий динамічний тиск  $P_{\delta}$ . Методика вирішення даного завдання буде полягати в наступному:

– задаємося значеннями нормалізованого діаметра плунжера гідроциліндра і внутрішнього діаметра гідромагістралей;

– для кожного з інтервалів (12) при відповідних значеннях  $K$  і  $\eta_{\kappa}$  визначаємо втрати тиску  $\Delta p_{\kappa}(\alpha)$  в гідросистемах при спрацьовуванні запобіжників. Потім для цих же інтервалів розраховуємо функцію виду:

$$[P]_{\kappa} = P_{\delta} - \Delta p_{\kappa}(\alpha). \quad (18)$$

– для кожного з інтервалів (12) визначаємо мінімальні значення енергії  $W_{\kappa}$  ПГА, при яких графік залежності

$$P_{a,k} = \frac{P_l}{\left[1 - \frac{M_p KS(\alpha)}{i_o h_o W_k}\right]^k}, \quad (19)$$

що визначає зміну тиску газу в ПГА при спрацьовуванні запобіжників, проходить не вище графіка функції (18);

– з отриманих значень енергії  $W_{k=1}, W_{k=2}, \dots, W_{k=k_p}$  вибираємо найбільше  $W_{k,n}$ . Потім здійснюється перевірка, чи виходить значення  $W_{k,n}$  за межі розрахункового інтервалу (16) допустимих значень енергії ПГА. Якщо  $W_{k,n}$  виходить за нижню межу вказаного інтервалу, то за розрахункове значення енергії ПГА приймаємо значення  $W_{p,\min}$ ; якщо  $W_{k,n}$  виходить за верхню межу  $W_{p,\max}$ , то переходимо до розрахунку наступного конструктивного варіанту гідросистем, повторюючи розрахунки при інших значеннях  $d$  та  $\delta$ . Якщо значення  $W_{k,n}$  задовольняє нерівності (16), то приймаємо це значення за розрахункове.

Число конструктивних варіантів, що розглядаються для кожного типу гідросистем, дорівнює добутку числа обраних значень  $d$  на число значень  $\delta$ . Подальші розрахунки проводяться для кожного із зазначених варіантів.

### Висновки

Вирішення задач, сформульованих в даній роботі, дозволяє визначити безліч допустимих комбінацій параметрів гідросистем  $V_o, p_o, p_1, p_2, \alpha, \delta, p_\delta$  при заданих кінематичних схемах і параметрах передавальних механізмів запобіжників. При цьому вибір оптимального конструктивного варіанту гідросистеми визначається з урахуванням техніко-економічних показників: матеріаломісткості і собівартості.

### Список літератури

1. Марквартде В.М. Современные конструкции и тенденции развития гидроаккумуляторов для сельскохозяйственных машин [Текст] / В.М. Марквартде, В.Б. Перельмутер, Г.М. Клейман, Ю.В. Козлов – М.: ЦНИИТЭИ-тракторосельмаш, 1980. – 150 с.
2. Синеоков Г.Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин [Текст] / Г.Н. Синеоков, И.М. Панов – М.: Машиностроение, 1977. – 134 с.
3. Перельмутер В.Б. Моделирование циклограмм срабатываний гидропредохранителей плугов / В.Б. Перельмутер, М.И. Белов // Тракторы и сельхозмашины. – 1981 г. – №2. – С. 26-28.
4. Перельмутер В.Б. Экспериментальное исследование одновременности срабатывания гидропредохранителей плуга / В.Б. Перельмутер, И.К. Захаров // Тракторы и сельхозмашины. – 1979 г. – №7. – С. 14-16.
5. Щучкин Н.В. Лемешные плуги и луцильники / Н.В. Щучкин. – М., 1952. – 267 с.
6. Василенко П. М. Основи аналітичних методів землеробської механіки. / П. М. Василенко. – К.: Видавництво НАУ, 1998. – 29 с.

7. Войтюк Д. Г. Сільськогосподарські машини. / Д. Г. Войтюк, Г.Р. Гаврилюк. – К.: Урожай, 1994. – 446 с.

**Аннотация**

**К МЕТОДИКЕ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ГИДРОСИСТЕМ  
ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ПРЕДОХРАНИТЕЛЕЙ ПЛУГОВ  
ЛЕСОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА**

Калинин Е.И.

*В статье представлены решения основных задач, возникающих при разработке методики расчета параметров гидросистем предохранителей плугов лесохозяйственного производства, рассмотрены способы подбора оптимальных параметров гидросистемы предохранителей для обеспечения их максимальной эффективности эксплуатации.*

**Abstract**

**BY CALCULATION PROCEDURE OF HYDRAULIC  
SYSTEMS PARAMETERS INDIVIDUALLY  
FUSED PLOUGHS FORESTRY PRODUCTION**

Y. Kalinin

*The article presents solution of the main problems arising in the development of a methodology for calculating the parameters of hydraulic fuses plows forestry production, discussed how to find the optimal parameters of hydraulic fuses to maximize their operational efficiency.*

Рецензент: д.т.н., професор Лебедев А.Т.