

ОРИГИНАЛЬНАЯ СТАТЬЯ

УДК 631.3

<https://doi.org/10.26897/2687-1149-2026-2-103-113>

Регулирование зазора молотильно-сепарирующего устройства комбайна с использованием электрогидравлического привода на основе кинематического анализа

Е.А. Ивлиев^{1✉}, В.И. Грищенко²^{1,2} Донской государственный технический университет; г. Ростов-на-Дону, Россия¹ 123ivliev123@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0002-6606-2015>² vig84@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0003-1422-2811>

Аннотация. Регулирование зазора молотильно-сепарирующего устройства зерноуборочного комбайна влияет на качество обмолота и потери зерна. Целью исследований является разработка аналитической зависимости между ходом исполнительного механизма электрогидравлического привода и величиной зазора, обеспечивающей реализацию алгоритмов активного регулирования. Объектом исследований является молотильно-сепарирующее устройство тангенциального типа зерноуборочного комбайна ACROS530. Методика основана на кинематическом анализе механизма подвески подбарабанья с использованием геометрического моделирования звеньев и определения координат шарнирных точек через пересечение окружностей. На базе полученной модели вычислены зависимости зазора от хода гидроцилиндра, что позволило сформировать обратную функцию, необходимую для систем управления. Для уменьшения вычислительной нагрузки выполнена аппроксимация методом кубического сплайна, обеспечившая высокую точность в рабочем диапазоне регулирования. Предложенная схема адаптивного электрогидравлического привода включает в себя замкнутые контуры управления положением, скоростью и давлением. Предложенная архитектура отличается пониженным энергопотреблением при удержании нагрузки и возможностью адаптации к изменяющимся условиям работы. Результаты исследований могут быть использованы при проектировании и модернизации систем регулирования молотильно-сепарирующих устройств современных зерноуборочных комбайнов.

Ключевые слова: регулирование зазора молотильно-сепарирующего устройства; подбарабанье; комбайн; молотильно-сепарирующее устройство; схема адаптивного электрогидравлического привода; гидроцилиндр

Для цитирования: Ивлиев Е.А., Грищенко В.И. Регулирование зазора молотильно-сепарирующего устройства комбайна с использованием электрогидравлического привода на основе кинематического анализа // *Агроинженерия*. 2026. Т. 28, № 2. С. 103-113. <https://doi.org/10.26897/2687-1149-2026-2-103-113>

ORIGINAL ARTICLE

Electro-hydraulic control of concave clearance in combine harvesters based on kinematic analysis

Е.А. Ivliev^{1✉}, V.I. Grishchenko²^{1,2} Don State Technical University; Rostov-on-Don, Russia¹ 123ivliev123@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0002-6606-2015>² vig84@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0003-1422-2811>

Abstract. Adjusting the concave clearance in a threshing-and-separating unit of a combine harvester directly impacts threshing quality and grain loss. This study aims to develop an analytical relationship between the actuator stroke of the electro-hydraulic drive and the clearance size, enabling the implementation of active control algorithms. The research focuses on the tangential-type TSU of the ACROS530 combine harvester. The methodology is based on a kinematic analysis of the concave suspension mechanism, utilizing geometric modeling of the links and determining joint coordinates via the intersection of circles. Based on the resulting model, the authors established the relationship between the clearance and the hydraulic cylinder stroke to formulate the inverse function required for control systems. To minimize computational load, a cubic spline approximation was performed, ensuring high precision within the operational regulation range. The proposed adaptive electro-hydraulic drive scheme incorporates closed-loop control for position, speed, and pressure. The proposed architecture is characterized by reduced energy

consumption during load holding and the ability to adapt to varying operating conditions. The study results can be applied to the design and modernization of regulation systems for the threshing and separating units of modern combine harvesters.

Keywords: adjusting the concave clearance of the threshing-and-separating unit; concave; combine harvester; threshing-and-separating unit (TSU); adaptive electro-hydraulic drive circuit; hydraulic cylinder

For citation: Ivliev E.A., Grishchenko V.I. Electro-hydraulic control of concave clearance in combine harvesters based on kinematic analysis. *Agricultural Engineering (Moscow)*. 2026;28(2):103-113 (In Russ.). <https://doi.org/10.26897/2687-1149-2026-2-103-113>

Введение

Зерновое производство остается ведущей отраслью растениеводства Российской Федерации [1]. Эффективность уборки зерновых культур во многом определяется качеством работы молотильно-сепарирующего устройства (МСУ) комбайна.

Согласно требованиям ГОСТ 28301-2015 показатели качества работы зерноуборочного комбайна включают в себя минимизацию суммарных потерь зерна за молотилкой (не более 1,5%), допустимое содержание дробленых зерен (не более 2%) и степень очистки не ниже 95%. При этом допустимые потери в молотилке, учитываемые за МСУ, должны составлять не более 0,5%, за соломотрясом – 0,5%, за очисткой – 0,5%. В работе уделяли внимание регулировке МСУ как узла, напрямую влияющего на первую составляющую этих потерь. Нарушение оптимальных значений зазора между барабаном и подбарабаньем приводит к повышению дробления, росту сорности и снижению товарного качества зерна. Механически поврежденные зерна быстрее подвергаются микробиологическому поражению и хуже хранятся, а при переработке в муку снижают ее качество [2, 3].

В исследованиях, посвященных анализу процесса обмолота в роторных МСУ [4-6], показано, что уровень потерь и повреждений определяют частота вращения барабана, подача хлебной массы и величина зазора. Попытки уменьшить дробление за счет сбавления скорости барабана ограничиваются снижением производительности, а пассивные конструкции адаптации зазора (на основе упругих элементов) не обеспечивают достаточной точности.

Для сохранения производительности работы МСУ и уменьшения сорности и дробления зерна целесообразно использовать адаптивный механизм, регулирующий зазоры МСУ.

Электромеханические или гидравлические системы регулирования с отсутствием обратной связи подвержены перегреву и износу и недостаточно надежны в реальных условиях эксплуатации.

Реализовать пассивную адаптацию к изменяющимся характеристикам массы без применения

активных приводов и сложных систем управления позволяет конструкция, в которой положение подбарабья изменяется под действием упругого элемента – пружины подвески [7]. Однако регулирование в данном случае зависит от параметров пружины, которые изменяются в процессе эксплуатации по причине усталостных явлений.

Известны устройства регулирования положения подбарабья с использованием гидроцилиндров [8, 9]. Их достоинством является возможность быстрого увеличения зазора между барабаном и подбарабаньем до максимального значения – так называемого сброса подбарабья, что необходимо для очистки рабочей зоны при забивании МСУ обмолачиваемой массой и предотвращения аварийных ситуаций. Однако дросселирование рабочей жидкости при регулировании приводит к ее нагреву, снижению КПД и ухудшению эксплуатационных характеристик.

Электрические приводы обеспечивают высокую точность регулирования, плавность хода, возможность интеграции в автоматизированные системы управления уборочным процессом [10]. Однако электроприводы, в частности, винтовые механизмы с шаговыми или сервомоторами, имеют сравнительно низкую скорость регулирования и чувствительны к перегрузкам и загрязнению рабочей зоны.

Электрогидравлические приводы (ЭГП) могут обеспечить позиционное регулирование посредством модуляции скорости привода насосного агрегата. ЭГП более компактны и исключают потери на дросселирование и обеспечивают высокую точность позиционирования [11, 12]. Оценка существующих электрогидравлических приводов показала точность их позиционирования в стационарном режиме от 0,15 до 0,5%. Несмотря на компактность и высокую плотность энергии, они могут быть неэффективными при удержании нагрузки без движения (насос продолжает работать для поддержания давления, а это приводит к избыточному потреблению энергии и нагреву двигателя) [13-15]. Таким образом, разработка методов регулирования зазора МСУ является весьма актуальной.

Цель исследований: обосновать структуру электрогидравлического привода и сформировать аналитическую зависимость между ходом исполнительного гидроцилиндра электрогидравлического привода и величиной зазора молотильно-сепарирующего устройства зерноуборочного комбайна на основе кинематического анализа для обеспечения точного регулирования.

Материалы и методы

Объектом исследований служило МСУ зерноуборочного комбайна ACROS530 (рис. 1), оснащенное системой регулирования зазора между барабаном и подбарабаньем.

В качестве исходных данных приняты конструктивные параметры МСУ тангенциального типа и геометрия звеньев кинематической схемы.

Для исследования работы системы регулирования зазора применили подход, включающий в себя построение структурной схемы электрогидравлического привода, разработку кинематической модели МСУ и аналитическое определение зависимости между ходом штока

гидроцилиндра и величиной зазора между барабаном и подбарабаньем.

Структурная схема адаптивного электрогидравлического привода представлена на рисунке 2.

Система построена по принципу электрогидромеханического привода с подчиненным управлением

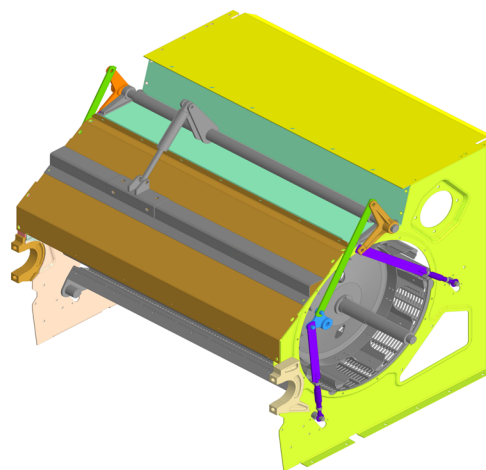


Рис. 1. МСУ тангенциального типа
Fig. 1. TSU of the tangential type

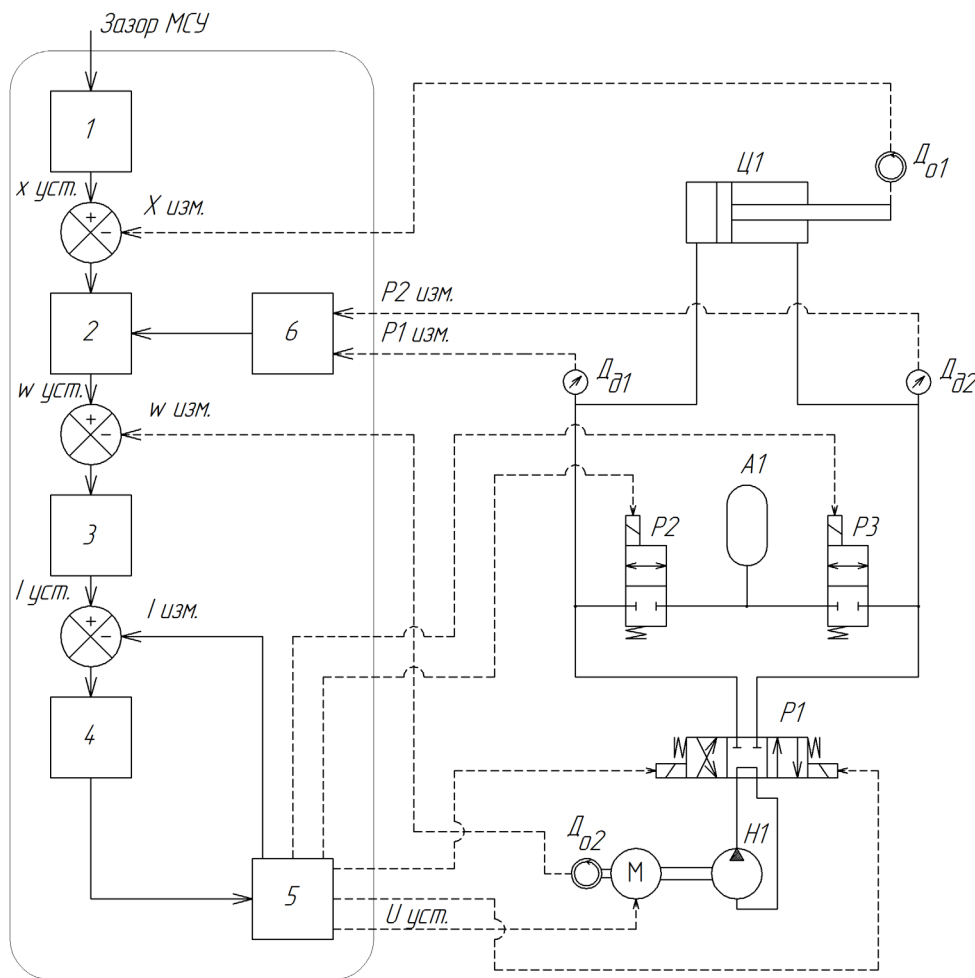


Рис. 2. Структурная схема адаптивного электрогидравлического привода
Fig 2. Structural diagram of adaptive electrohydraulic actuator

и обратной связью по положению, скорости и давлению. Система отличается простой и энергоэффективной архитектурой, включающей в себя минимальное количество гидравлической аппаратуры и рациональную компоновку. В отличие от других решений данная схема обеспечивает снижение энергопотребления в стационарных режимах при удержании нагрузки без движения за счет использования распределителя PI . Рабочие линии насоса HI соединены с гидроцилиндром $ЦИ$ не напрямую, а через управляемый гидрораспределитель PI . Такое решение позволяет исключить постоянную циркуляцию жидкости при неподвижности выходного звена, тем самым снижая энергетические потери в режиме удержания нагрузки.

По причине асимметрии гидроцилиндра используются два управляемых распределителя $P2$ и $P3$ для подачи дополнительного объема масла из аккумулятора AI или сброса объема масла в аккумулятор, который компенсирует разность объемов поршневой и штоковой полостей.

Отметим, что в рабочем режиме ЭГП представляет собой полностью замкнутую автономную систему. Сначала выполнялись технологические операции первичного заполнения контура рабочей жидкостью из гидравлического бака, удаление воздуха из линий и предварительная зарядка гидроаккумулятора AI . После завершения этих процедур соединялись всасывающая линия насоса HI и сливная линия распределителя PI с помощью быстроразъемного соединения, что обеспечивало дальнейшее функционирование привода без необходимости подключения к внешнему гидробаку.

Задаваемое значение зазора МСУ, формируемое оператором или автоматизированной системой, подается на блок обработки управляющего сигнала I . На основании зависимости хода штока от зазора МСУ формируется задаваемая координата положения штока $x_{уст}$. Текущее положение штока $x_{изм}$, получаемое по линии обратной связи с датчика положения D_{o1} , создает сигнал ошибки по положению, который поступает в регулятор 2 . На выходе регулятора 2 формируется задающий сигнал управления скоростью вращения электродвигателя $w_{уст}$. Сигнал ошибки управления скоростью электродвигателя $e_w(t) = w_{уст} - w_{изм}$ подается на регулятор 3 , где $w_{изм}$ является текущим значением скорости электродвигателя, поступающим по линии обратной связи от датчика скорости D_{o2} .

На выходе регулятора 3 формируется задающее воздействие для контура управления силой тока $I_{уст}$. Сигнал разности значения $I_{уст}$ и значения, полученного по линии обратной $I_{изм}$, подается на регулятор 4 .

Управляющее воздействие из регулятора 4 поступает на блок 5 . Данный блок выполняет функцию формирования напряжения на обмотке электродвигателя, измерения силы тока электродвигателя, управления гидравлическими распределителями.

В систему интегрированы датчики давления D_{o1} и D_{o2} , обеспечивающие регистрацию статической составляющей давления. Получаемые данные передаются в блок адаптации по нагрузке 6 , выходной сигнал которого воздействует на коэффициенты регулятора 2 , тем самым адаптируя скорость движения штока под переменную нагрузку.

Ключевым элементом блока обработки управляющего сигнала является аналитическая зависимость, позволяющая преобразовать задаваемое значение зазора МСУ в соответствующую координату положения штока гидроцилиндра. Такая зависимость необходима для корректного формирования сигнала $x_{уст}$, служащего исходной величиной в контуре позиционного регулирования. Построение зависимости выполняется на основе кинематического анализа механизма подвески подбарабannya, в котором зазор определяется через геометрические параметры звеньев и текущее значение хода исполнительного органа.

Для построения указанной зависимости введем обобщенную функцию:

$$gap_i = f(L_C), \quad (1)$$

где gap_i – величина зазора между барабаном и i -й планкой подбарабannya, мм; L_C – текущая координата штока ЭГП, мм.

Для получения указанной аналитической зависимости разработана расчетная схема (рис. 3), описывающая геометрию и кинематические связи элементов механизма. Схема включает в себя расположение барабана, рычагов, тяг и направляющих, а также точки крепления штока управляющего цилиндра. На основе этой схемы выполнено определение координат соответствующих точек при различных значениях хода цилиндра L_C .

В представленных расчетах все линейные параметры заданы в миллиметрах, а угловые величины выражены в радианах.

Из расчетной схемы следует, что в состав механизма входят кинематические пары, имеющие как подвижные, так и неподвижные точки вращения. Каждая пара может быть представлена в виде геометрической модели, где положение звена определяется окружностью с известным центром и радиусом, соответствующим длине звена или тяги. Определение точек соединения звеньев сводится к нахождению точек пересечения двух окружностей с заданными центрами и радиусами.

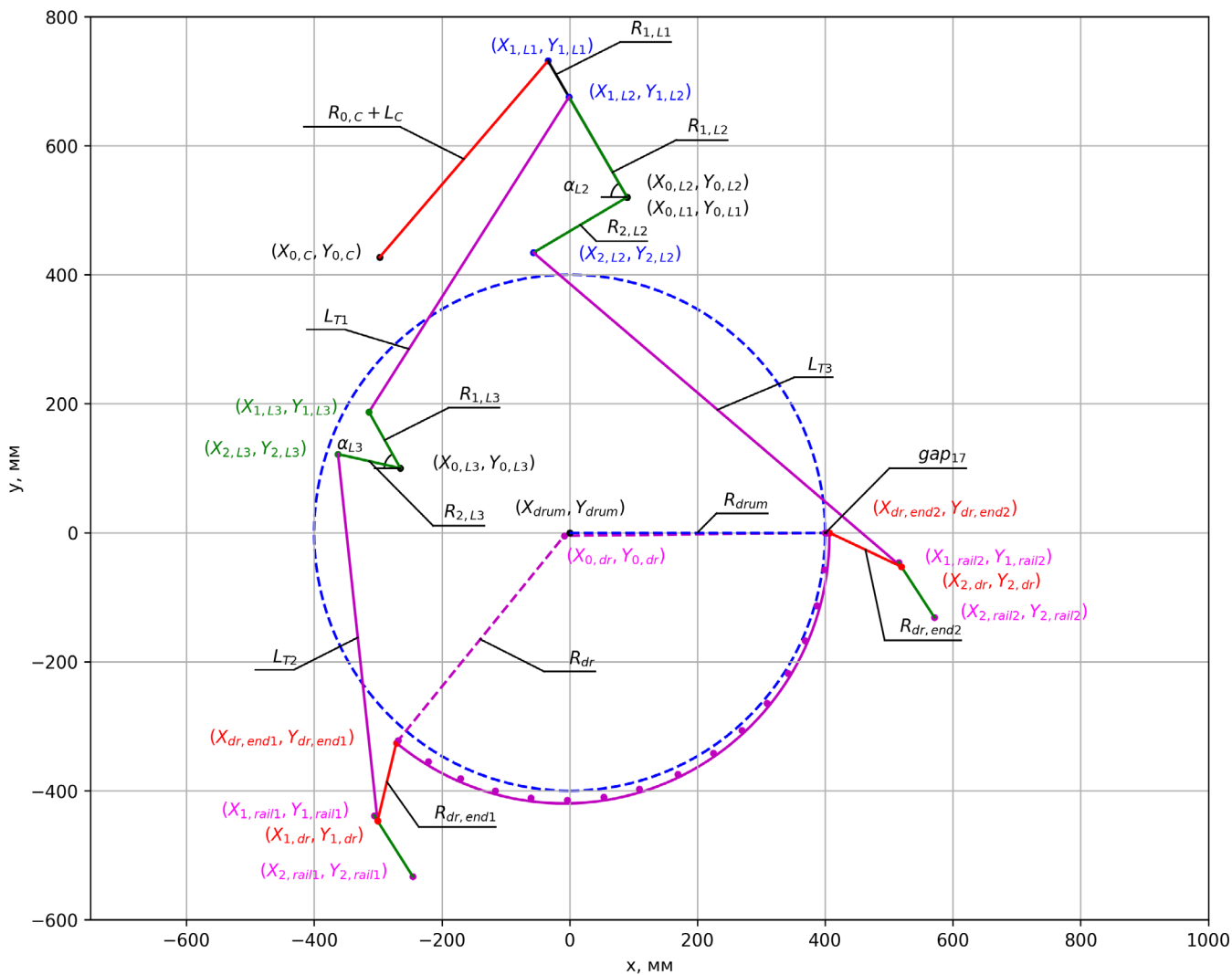


Рис. 3. Расчетная схема кинематики МСУ комбайна

Fig. 3. Design diagram of the TSU kinematics of the combine harvester

Для расчета координат шарнирных точек используется метод нахождения точек пересечения двух окружностей с заданными центрами и радиусами. Пусть центры окружностей имеют координаты $P_1(x_1, y_1)$ и $P_2(x_2, y_2)$, а их радиусы равны R_1 и R_2 (рис. 4). Расстояние между центрами окружностей определяется как

$$d = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2}. \quad (2)$$

Точки пересечения окружностей обозначим буквами $P_3(x_3, y_3)$ и $P_4(x_4, y_4)$, тогда проекцию точек P_3 и P_4 на P_1P_2 обозначим точкой $P_0(x_0, y_0)$. Из полученных точек получаем прямоугольные треугольники, исходя из которых, определим необходимые для расчета катеты по формулам (3) и (4):

$$b = \frac{R_2^2 - R_1^2 + d^2}{2d}. \quad (3)$$

$$h = \sqrt{R_2^2 + b^2}. \quad (4)$$

Координаты точки P_0 , находим по формулам:

$$x_0 = x_2 - b \cdot \frac{x_2 - x_1}{d}; \quad (5)$$

$$y_0 = y_2 - b \cdot \frac{y_2 - y_1}{d}. \quad (6)$$

Тогда координаты точек пересечения определяются следующим образом:

$$x_3 = x_0 - h \cdot \frac{y_2 - y_1}{d}; \quad (7)$$

$$y_3 = y_0 + h \cdot \frac{x_2 - x_1}{d}; \quad (8)$$

$$x_4 = x_0 + h \cdot \frac{y_2 - y_1}{d}; \quad (9)$$

$$y_4 = y_0 - h \cdot \frac{x_2 - x_1}{d}. \quad (10)$$

Для нахождения шарнирной точки $(X_{1,L1}, Y_{1,L1})$ воспользуемся уравнениями для нахождения точки

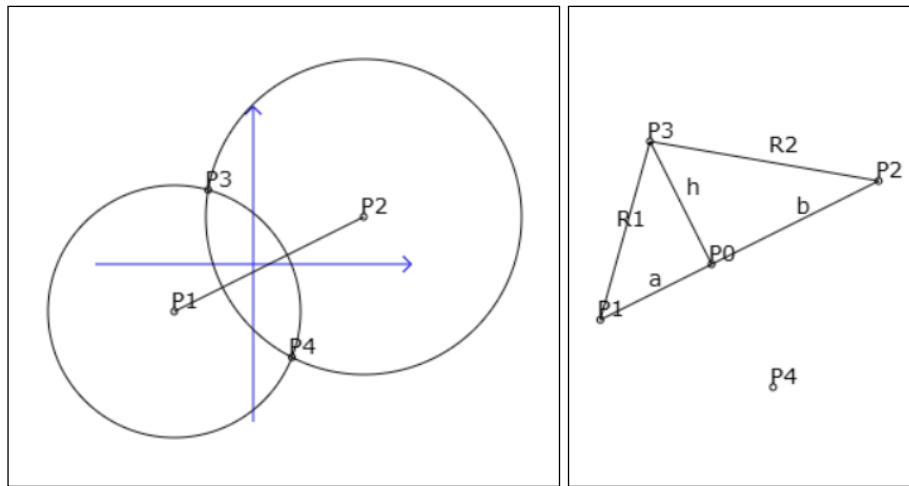


Рис. 4. Расчетная схема пересечения окружностей
Fig. 4. Design diagram of the intersection of circles

пересечения двух окружностей, описанных выше, где центром первой окружности будет точка фиксации штока гидравлического цилиндра $(X_{0,C}, Y_{0,C})$, а второй – точка вращения рычага № 1 $(X_{0,L1}, Y_{0,L1})$. Радиус первой окружности соответствует длине $(R_{0,C} + L_C)$, где $R_{0,C}$ – длина от точки фиксации привода до точки фиксации с рычагом № 1 в исходном состоянии, а L_C – координата хода гидравлического цилиндра. Радиус второй окружности соответствует длине первого рычага $(R_{1,L1})$.

Исходя из вышеописанного получаем координаты шарнирной точки $(X_{1,L1}, Y_{1,L1})$:

$$d_1 = \sqrt{(X_{0,L1} - X_{0,C})^2 + (Y_{0,L1} - Y_{0,C})^2}; \quad (11)$$

$$b_1 = \frac{R_{1,L1}^2 - (R_{0,C} + L_C)^2 + d_1^2}{2d_1}; \quad (12)$$

$$X_{1,L1} = X_{0,L1} - b_1 \cdot \frac{X_{0,L1} - X_{0,C}}{d_1} - \sqrt{R_{1,L1}^2 + b_1^2} \cdot \frac{Y_{0,L1} - Y_{0,C}}{d_1}; \quad (13)$$

$$Y_{1,L1} = Y_{0,L1} - b_1 \cdot \frac{Y_{0,L1} - Y_{0,C}}{d_1} + \sqrt{R_{1,L1}^2 + b_1^2} \cdot \frac{X_{0,L1} - X_{0,C}}{d_1}. \quad (14)$$

С учетом того, что рычаг № 1 и рычаг № 2 имеют общую точку вращения $(X_{0,L2} = X_{0,L1}, Y_{0,L2} = Y_{0,L1})$ и закреплены под одним углом, можно найти координаты шарнирной точки $(X_{1,L2}, Y_{1,L2})$, зная длину 1-го плеча рычага № 2 $(R_{1,L2})$ и угол поворота рычага № 1 (α_{L1}) :

$$\alpha_{L1} = \arccos\left(\frac{X_{1,L1} - X_{0,L1}}{R_{1,L1}}\right); \quad (15)$$

$$X_{1,L2} = X_{0,L2} + R_{1,L2} \cdot \cos(\alpha_{L1}); \quad (16)$$

$$Y_{1,L2} = Y_{0,L2} + R_{1,L2} \cdot \sin(\alpha_{L1}). \quad (17)$$

Зная длину 2-го плеча рычага № 2 $(R_{2,L2})$, угол поворота рычага № 1 (α_{L2}) и угол между плечами рычага

№ 2 $(\Delta\alpha_{L2})$, можно найти координаты шарнирной точки $(X_{2,L2}, Y_{2,L2})$:

$$\alpha_{L2} = \alpha_{L1}; \quad (18)$$

$$X_{2,L2} = X_{0,L2} + R_{2,L2} \cdot \cos(\alpha_{L2} + \Delta\alpha_{L2}); \quad (19)$$

$$Y_{2,L2} = Y_{0,L2} + R_{2,L2} \cdot \sin(\alpha_{L2} + \Delta\alpha_{L2}). \quad (20)$$

Для определения координат шарнирной точки $(X_{1,L3}, Y_{1,L3})$ воспользуемся уравнениями для нахождения точки пересечения двух окружностей, описанных выше, где центром первой окружности будет шарнирная точка рычага № 2 $(X_{1,L2}, Y_{1,L2})$, а второй – точка вращения рычага № 3 $(X_{0,L3}, Y_{0,L3})$. Радиус первой окружности соответствует длине тяги № 1 (L_{T1}) . Радиус второй окружности соответствует длине первого плеча рычага № 3 $(R_{1,L3})$:

$$d_2 = \sqrt{(X_{0,L3} - X_{1,L2})^2 + (Y_{0,L3} - Y_{1,L2})^2}; \quad (21)$$

$$b_2 = \frac{L_{T1}^2 - R_{1,L3}^2 + d_2^2}{2d_2}; \quad (22)$$

$$X_{1,L3} = X_{1,L2} - b_2 \cdot \frac{X_{0,L3} - X_{1,L2}}{d_2} + \sqrt{R_{1,L3}^2 + b_2^2} \cdot \frac{Y_{0,L3} - Y_{1,L2}}{d_2}; \quad (23)$$

$$Y_{1,L3} = Y_{1,L2} - b_2 \cdot \frac{Y_{0,L3} - Y_{1,L2}}{d_2} - \sqrt{R_{1,L3}^2 + b_2^2} \cdot \frac{X_{0,L3} - X_{1,L2}}{d_2}. \quad (24)$$

Зная длину 2-го плеча рычага № 3 $(R_{2,L3})$, угол поворота рычага № 3 (α_{L3}) и угол между плечами рычага № 2 $(\Delta\alpha_{L3})$, можно найти координаты шарнирной точки $(X_{2,L3}, Y_{2,L3})$:

$$\alpha_{L3} = \arccos\left(\frac{X_{1,L3} - X_{0,L3}}{R_{1,L3}}\right); \quad (25)$$

$$X_{2,L3} = X_{0,L3} + R_{2,L3} \cdot \cos(\alpha_{L3} + \Delta\alpha_{L3}); \quad (26)$$

$$Y_{2,L3} = Y_{0,L3} + R_{2,L3} \cdot \sin(\alpha_{L3} + \Delta\alpha_{L3}). \quad (27)$$

Для определения координат осевых точек крепления подбарабannya МСУ комбайна найдем точки пересечения прямых, образованных координатами направляющих, с окружностями, которые образуются соответствующими тягами.

Уравнение прямой задается уравнением вида:

$$y = k_r x - b_r, \quad (28)$$

где $k_r = (y_{2r} - y_{1r}) / (x_{2r} - x_{1r})$, а $b_r = y_{1r} - k_r x_{1r}$.

Уравнение окружности задается уравнением вида:

$$(x - x_i)^2 + (y - y_i)^2 = R^2, \quad (29)$$

где (x_i, y_i) – координаты центра окружности.

Подставив уравнение прямой в уравнение окружности, получаем квадратное уравнение:

$$(1 + k_r^2) \cdot x^2 + (-2x_i + 2k_r b_r - 2k_r x_i) \cdot x + x_i^2 + b_r^2 - 2y_i b_r + y_i^2 - R^2 = 0. \quad (30)$$

Введя замену составных частей выражения (30) $a_i = 1 + k_r^2$; $b_i = -2x_i + 2k_r b_r - 2k_r x_i$; $c_i = x_i^2 + b_r^2 - 2y_i b_r + y_i^2 - R^2$, найдем координату осевой точки по формулам (31) и (28):

$$x = \frac{-b_i \pm \sqrt{b_i^2 - 4a_i c_i}}{2a_i}. \quad (31)$$

Исходя из известных координат направляющей № 1 ($X_{1,rail1}, Y_{1,rail1}$), длины направляющей (L_{rail1}) и угла направляющей (α_{rail1}), найдем координаты второй точки ($X_{2,rail1}, Y_{2,rail1}$) для составления уравнения прямой:

$$X_{2,rail1} = X_{1,rail1} + L_{rail1} \cdot \cos(\alpha_{rail1}); \quad (32)$$

$$Y_{2,rail1} = Y_{1,rail1} + L_{rail1} \cdot \sin(\alpha_{rail1}). \quad (33)$$

Найдем координаты первой осевой точки подбарабannya ($X_{1,dr}, Y_{1,dr}$), образованной пересечением окружности, радиус которой образован тягой № 2 (L_{T2}) с центром ($X_{2,L3}, Y_{2,L3}$), с направляющей № 1.

$$k_{r1} = (Y_{2,rail1} - Y_{1,rail1}) / (X_{2,rail1} - X_{1,rail1}); \quad (34)$$

$$b_{r1} = Y_{2,rail1} - k_{r1} X_{1,rail1}. \quad (35)$$

$$a_{i1} = 1 + k_{r1}^2; \quad (36)$$

$$b_{i1} = -2X_{2,L3} + 2k_{r1} b_{r1} - 2k_{r1} x_i; \quad (37)$$

$$c_{i1} = X_{2,L3}^2 + b_{r1}^2 - 2Y_{2,L3} b_{r1} + Y_{2,L3}^2 - L_{T2}^2; \quad (38)$$

$$X_{1,dr} = \frac{-b_{i1} + \sqrt{b_{i1}^2 - 4a_{i1} c_{i1}}}{2a_{i1}}; \quad (39)$$

$$Y_{1,dr} = k_{r1} X_{1,dr} - b_{r1}. \quad (40)$$

Исходя из известных координат направляющей № 2 ($X_{2,rail1}, Y_{2,rail1}$), длины направляющей (L_{rail1}) и угла направляющей (α_{rail2}), найдем координаты

второй точки ($X_{2,rail1}, Y_{2,rail1}$) для составления уравнения прямой:

$$X_{2,rail2} = X_{1,rail2} + L_{rail2} \cdot \cos(\alpha_{rail2}); \quad (41)$$

$$Y_{2,rail2} = Y_{1,rail2} + L_{rail2} \cdot \sin(\alpha_{rail2}). \quad (42)$$

Найдем координаты второй осевой точки подбарабannya ($X_{2,dr}, Y_{2,dr}$), образованной пересечением окружности, радиус которой образован тягой № 3 () с центром ($X_{2,L2}, Y_{2,L2}$), с направляющей № 2:

$$k_{r2} = (Y_{2,rail2} - Y_{1,rail2}) / (X_{2,rail2} - X_{1,rail2}); \quad (43)$$

$$b_{r2} = Y_{2,rail2} - k_{r2} X_{1,rail2}; \quad (44)$$

$$a_{i2} = 1 + k_{r2}^2; \quad (45)$$

$$b_{i2} = -2X_{2,L2} + 2k_{r2} b_{r2} - 2k_{r2} x_i; \quad (46)$$

$$c_{i2} = X_{2,L2}^2 + b_{r2}^2 - 2Y_{2,L2} b_{r2} + Y_{2,L2}^2 - L_{T3}^2; \quad (47)$$

$$X_{2,dr} = \frac{-b_{i2} + \sqrt{b_{i2}^2 - 4a_{i2} c_{i2}}}{2a_{i2}}; \quad (48)$$

$$Y_{2,dr} = k_{r2} X_{2,dr} - b_{r2}. \quad (49)$$

Для нахождения центральной точки подбарабannya МСУ комбайна ($X_{0,dr}, Y_{0,dr}$) воспользуемся уравнениями для нахождения точки пересечения двух окружностей, описанных выше, где центром первой окружности будет первая осевая точка подбарабannya ($X_{1,dr}, Y_{1,dr}$), а второй – вторая осевая точка подбарабannya ($X_{2,dr}, Y_{2,dr}$). Радиус первой окружности соответствует длине ($R_{dr} + R_{dr,ax1}$), а радиусом второй окружности будет длина ($R_{dr} + R_{dr,ax2}$), где R_{dr} – радиус подбарабannya, а $R_{dr,ax1}, R_{dr,ax2}$ – нормали от соответствующих осевых точек подбарабannya к дуге подбарабannya:

$$d_3 = \sqrt{(X_{2,dr} - X_{1,dr})^2 + (Y_{2,dr} - Y_{1,dr})^2}; \quad (50)$$

$$b_3 = \frac{(R_{dr} + R_{dr,ax2})^2 - (R_{dr} + R_{dr,ax1})^2 + d_3^2}{2d_3}; \quad (51)$$

$$X_{0,dr} = X_{2,dr} - b_3 \cdot \frac{X_{2,dr} - X_{1,dr}}{d_3} -$$

$$-\sqrt{(R_{dr} + R_{dr,ax2})^2 + b_3^2} \cdot \frac{Y_{2,dr} - Y_{1,dr}}{d_3}; \quad (52)$$

$$Y_{0,dr} = Y_{2,dr} - b_3 \cdot \frac{Y_{2,dr} - Y_{1,dr}}{d_3} +$$

$$+\sqrt{(R_{dr} + R_{dr,ax2})^2 + b_3^2} \cdot \frac{X_{2,dr} - X_{1,dr}}{d_3}. \quad (53)$$

Для нахождения первой крайней точки дуги подбарабannya ($X_{dr,end1}, Y_{dr,end1}$) воспользуемся уравнениями для нахождения точки пересечения двух окружностей, где центром первой окружности будет первая

осевая точка подбарабанья ($X_{1,dr}, Y_{1,dr}$), а второй – центральная точка подбарабанья ($X_{0,dr}, Y_{0,dr}$). Радиус первой окружности соответствует длине от центра осевой точки до крайней планки подбарабанья ($R_{dr,end1}$), радиус второй окружности соответствует радиусу подбарабанья (R_{dr}):

$$d_5 = \sqrt{(X_{0,dr} - X_{1,dr})^2 + (Y_{0,dr} - Y_{1,dr})^2}; \quad (54)$$

$$b_5 = \frac{R_{dr}^2 - R_{dr,end1}^2 + d_5^2}{2d_5}; \quad (55)$$

$$X_{dr,end1} = X_{0,dr} - b_5 \cdot \frac{X_{0,dr} - X_{1,dr}}{d_5} + \sqrt{R_{dr}^2 + b_5^2} \cdot \frac{Y_{0,dr} - Y_{1,dr}}{d_5}; \quad (56)$$

$$Y_{dr,end1} = Y_{0,dr} - b_5 \cdot \frac{Y_{0,dr} - Y_{1,dr}}{d_5} - \sqrt{R_{dr}^2 + b_5^2} \cdot \frac{X_{0,dr} - X_{1,dr}}{d_5}. \quad (57)$$

Для нахождения второй крайней точки дуги подбарабанья ($X_{dr,end2}, Y_{dr,end2}$) воспользуемся уравнениями для нахождения точки пересечения двух окружностей, где центром первой окружности будет вторая осевая точка подбарабанья ($X_{2,dr}, Y_{2,dr}$), а второй – центральная точка подбарабанья ($X_{0,dr}, Y_{0,dr}$). Радиус первой окружности соответствует длине от центра осевой точки до крайней планки подбарабанья ($R_{dr,end2}$), радиус второй окружности соответствует радиусу подбарабанья (R_{dr}):

$$d_6 = \sqrt{(X_{0,dr} - X_{2,dr})^2 + (Y_{0,dr} - Y_{2,dr})^2}; \quad (58)$$

$$b_6 = \frac{R_{dr}^2 - R_{dr,end2}^2 + d_6^2}{2d_6}; \quad (59)$$

$$X_{dr,end2} = X_{0,dr} - b_6 \cdot \frac{X_{0,dr} - X_{2,dr}}{d_6} - \sqrt{R_{dr}^2 + b_6^2} \cdot \frac{Y_{0,dr} - Y_{2,dr}}{d_6}; \quad (60)$$

$$Y_{dr,end2} = Y_{0,dr} - b_6 \cdot \frac{Y_{0,dr} - Y_{2,dr}}{d_6} + \sqrt{R_{dr}^2 + b_6^2} \cdot \frac{X_{0,dr} - X_{2,dr}}{d_6}. \quad (70)$$

На базе полученных координат крайних точек подбарабанья определим их углы для дальнейшего расчета координат планок подбарабанья:

$$\theta_{dr,end1} = \arctan\left(\frac{Y_{dr,end1} - Y_{0,dr}}{X_{dr,end1} - Y_{0,dr}}\right); \quad (71)$$

$$\theta_{dr,end2} = \arctan\left(\frac{Y_{dr,end2} - Y_{0,dr}}{X_{dr,end2} - Y_{0,dr}}\right). \quad (72)$$

Углы ($\theta_{i,bar}$) и координаты ($X_{i,bar}, Y_{i,bar}$) каждой планки подбарабанья найдем следующим образом:

$$\theta_{i,bar} = \theta_{dr,end1} + \Delta\theta_{i,bar}; \quad (73)$$

$$X_{i,bar} = X_{0,dr} + (R_{dr} - h_{bar}) \cdot \cos(\theta_{i,bar}); \quad (74)$$

$$Y_{i,bar} = Y_{0,dr} + (R_{dr} - h_{bar}) \cdot \sin(\theta_{i,bar}), \quad (75)$$

где $\Delta\theta_{i,bar}$ – угол отклонения i -й планки относительно угла первой крайней точки подбарабанья, h_{bar} – высота планки.

Расстояние от каждой планки подбарабанья до молотильного барабана вычислим как нормаль от координаты i -й планки до окружности барабана по формуле:

$$gap_i = \sqrt{(X_{drum} - X_{i,bar})^2 + (Y_{drum} - Y_{i,bar})^2} - R_{drum}. \quad (76)$$

Таким образом, полученная зависимость позволяет определить величину зазора между барабаном и каждой из планок подбарабанья в зависимости от хода ЭГП.

Результаты и их обсуждение

Полученные зависимости зазоров МСУ и отношение входного зазора к выходному зазору от хода гидравлического цилиндра позволяют определить связь зазоров МСУ с ходом гидроцилиндра, а также выделить рабочую зону и зону нарушения технологического процесса (рис. 5, 6).

Задача управления электрогидравлическим приводом сводится к обеспечению требуемого зазора МСУ в зависимости от текущих условий обмолота. Для этого необходимо преобразовать полученную зависимость в обратную форму:

$$L_C = f(gap_i). \quad (77)$$

Для уменьшения затрат на вычислительные ресурсы системы управления ЭГП принято решение аппроксимировать зависимость кубическим сплайном:

$$L_C = a_{3,i} gap_i^3 + a_{2,i} gap_i^2 + a_{1,i} gap_i + a_{0,i} \quad (78)$$

Поскольку в зерноуборочном комбайне ACROS530 установка зазора МСУ задается на выходе, по крайней, 17-й планке подбарабанья (в соответствии с руководством по эксплуатации), в рамках данной работы для упрощения алгоритма управления были рассчитаны коэффициенты аппроксимации только для данной планки.

Полученная аппроксимационная зависимость между величиной зазора и ходом гидроцилиндра имеет вид:

$$X_L = -3,865 \cdot 10^{-5} \cdot gap_{17}^3 + 7,641 \cdot 10^{-3} \cdot gap_{17}^2 - 2,57 \cdot gap_{17} + 134,227. \quad (79)$$

Анализ полученной зависимости показал, что метод кубического сплайна обеспечивает высокую точность аппроксимации в рабочем диапазоне зазоров, причем такая форма уравнения является удобной для реализации в алгоритмах управления ЭГП.

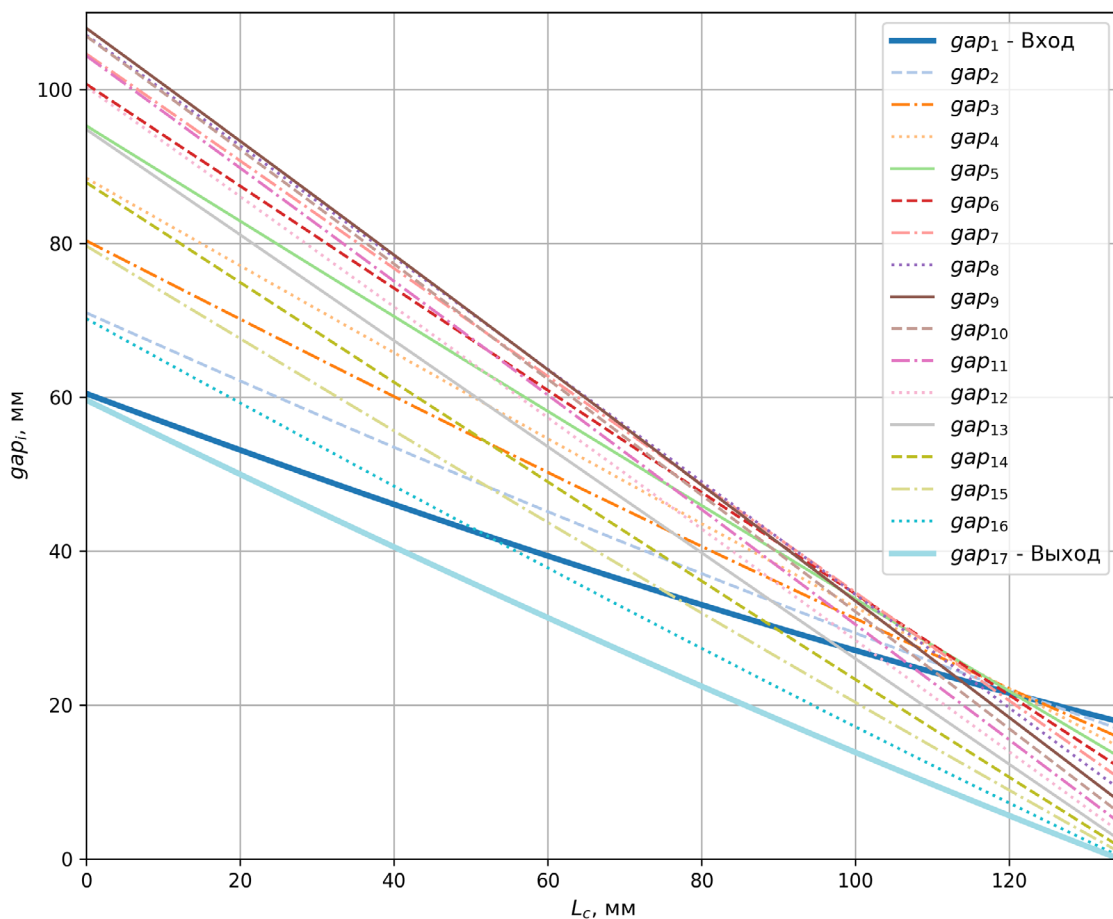


Рис. 5. Зависимость зазоров МСУ от хода гидравлического цилиндра
 Fig. 5. Relationship between the concave gaps and the hydraulic cylinder stroke

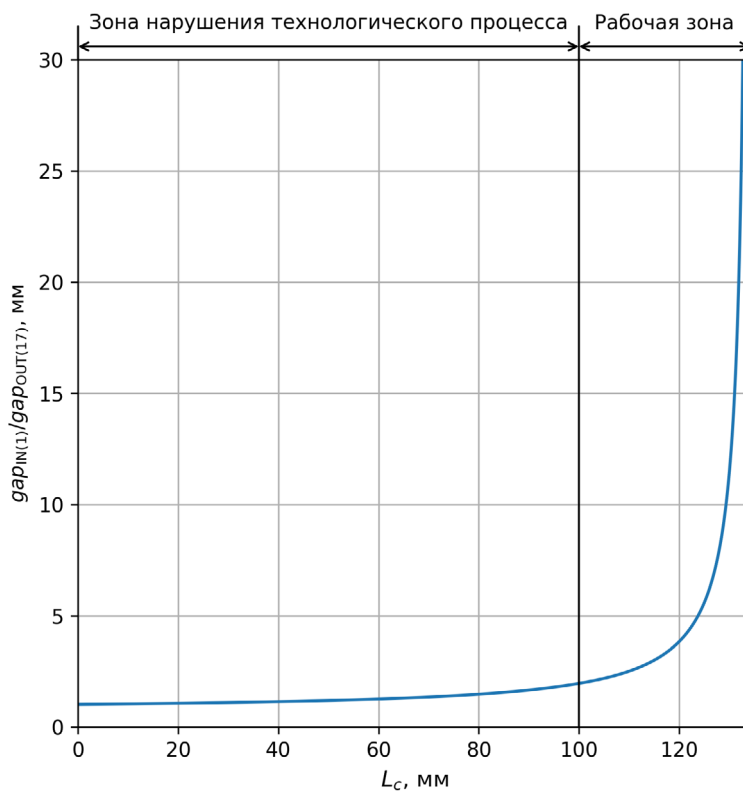


Рис. 6. Зависимость отношения входного зазора к выходному зазору МСУ от хода гидравлического цилиндра
 Fig. 6. Relationship between the ratio of the inlet gap to the outlet concave gap and the hydraulic cylinder stroke

Выводы

1. Предложенная структурная схема электрогидравлического привода с замкнутыми контурами управления положением, скоростью и давлением позволяет повысить точность и устойчивость регулирования зазора при изменяющихся условиях работы. Предложенная архитектура отличается оптимальным сочетанием компактности и энергоэффективности.

2. Аналитическая зависимость зазора МСУ от хода исполнительного гидроцилиндра позволяет

учитывать геометрию механизма подвески подбарабанья. Диапазон хода цилиндра от 0 до 134 мм соответствует пределам регулирования зазоров на выходе (17-я планка) от 59,6 до 0 мм, а на входе (1-я планка) – от 60,5 до 18 мм.

3. Для реализации управляющего алгоритма получена обратная зависимость, аппроксимированная методом кубического сплайна, что обеспечивает возможность использования в системе управления при сниженной вычислительной нагрузке.

Список источников

1. Папаскири Т.В., Митрофанов С.В., Богданчиков И.Ю. и др. Анализ структуры посевных площадей России в рамках концепции устойчивого земледелия // *Аграрная наука*. 2024. Т. 1, № 9. С. 136-145. <https://doi.org/10.32634/0869-8155-2024-386-9-136-145>
2. Мерчалова М.Э., Тарасенко А.П., Оробинский В.И., Соколин Н.Н. Совершенствование технологии получения качественных семян и продовольственного зерна // *Лесотехнический журнал*. 2014. Т. 4, № 1 (13). С. 36-40. EDN: SAXJXV
3. Cherkasova E., Golinitzky P., Antonova U., Pupkova D., Gusev S. Ensuring the safety of grain raw materials used in the production of grain products. In: *E3S Web of Conferences*, 2023;390:02018. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202339002018>
4. Аль-Аббас А., Балабанов В.И. Исследование оптимальных показателей молотильного аппарата при обмолоте пшеницы // *Известия Тимирязевской сельскохозяйственной академии*. 2011. № 3. С. 168-172. EDN: OCRHVN
5. Антибас И.Р., Савостина Т.П., Саед Б.И. Влияние параметров молотильно-сепарирующего устройства на обмолот // *Вестник Донского государственного технического университета*. 2017. Т. 17, № 2. С. 108-115. <https://doi.org/10.23947/1992-5980-2017-17-2-108-115>
6. Vlăduț N.-V. et al. Research on the identification of some optimal threshing and separation regimes in the axial flow apparatus. *Agriculture*. 2023;13(4):838. <https://doi.org/10.3390/agriculture13040838> <https://repository.iuls.ro/handle/20.500.12811/3676>
7. Wang S., Peng B., Wu H. et al. Design and modelling of the full-feed peanut picking device with self-adaptive adjustable working clearance and feeding rate. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*. 2024;16(6):97-106. <https://doi.org/10.25165/j.ijabe.20231606.8135>
8. Молотильно-сепарирующее устройство зерноуборочного комбайна: Патент № 110591 Российская Федерация, МПК А01F 12/18(2006.01) / А.П. Троценко, Е.М. Яценко, В.С. Василенко, В.Я. Куликов, С.О. Корсунов, В.Е. Кравченко: № 2011125722/13: заявл. 22.06.2011: опубл. 27.11.2011, Бюл. № 33. EDN: BLCRYX
9. Механизм регулирования положения деки зерноуборочного комбайна: Патент № 118831 Российская Федерация, МПК А01D41/12 (2006.01) / Е.В. Голуменков, В.Е. Кравченко, С.О. Корсунов, В.С. Василенко, С.А. Покотило, Д.В. Кокорин; заявл. 20.03.2012: опубл. 10.08.2012, Бюл. № 22. EDN: KGTRI
10. Механизм подвески и регулирования подбарабанья зерноуборочного комбайна: Патент № 199269 Российская Федерация, МПК А01F 12/28 (2006.01) / А.В. Тютюников, С.Г. Ожеред, П.С. Попок; заявл. 09.04.2020; опубл. 24.08.2020, Бюл. № 24. EDN: PNQFSY
11. Beskopylny A.N., Ivliev E., Grishchenko V., Medvedev D. Load and positional constraints' impact on the accuracy

References

1. Papaskir T.V., Mitrofanov S.V., Bogdanchikov I. Yu., et al. Analysis of the structure of Russian acreage within the framework of the concept of sustainable agriculture. *Agrarian science*. 2024;1(9):136-145. (In Russ.) <https://doi.org/10.32634/0869-8155-2024-386-9-136-145>
2. Merchalova M., Tarasenko A., Orobinsky V., Sorokin N. Improving technology for obtaining high-quality seeds and food grains. *Forestry Engineering Journal*. 2014;1:36-40. (In Russ.) <https://doi.org/10.12737/3343>
3. Cherkasova E., Golinitzky P., Antonova U. et al. Ensuring the safety of grain raw materials used in the production of grain products. In: *E3S Web of Conferences*, 2023.390:02018. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202339002018>
4. Al-Abbas A., Balabanov V.I. Study of optimal indicators of a threshing machine during wheat threshing. *Izvestiya of Timiryazev Agricultural Academy*. 2011;(3):168-172. (In Russ.)
5. Antypas I.R., Savostina T.P., Saed B.I. Effect of threshing-separating device parameters on threshing. *Vestnik of Don State Technical University*. 2017;17(2):108-115. (In Russ.) <https://doi.org/10.23947/1992-5980-2017-17-2-108-115>
6. Vlăduț N.-V. et al. Research on the identification of some optimal threshing and separation regimes in the axial flow apparatus. *Agriculture*. 2023;13:838. <https://doi.org/10.3390/agriculture13040838>
7. Wang S., Peng B., Wu, H., Hu, Z., Sun D., Wang Y., Cao M. Design and modelling of the full-feed peanut picking device with self-adaptive adjustable working clearance and feeding rate. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*. 2024;16(6):97-106. <https://doi.org/10.25165/j.ijabe.20231606.8135>
8. Trotsenko A.P., Yashchenko E.M., Vasilenko V.S. et al. Threshing and separating unit of a combine harvester: Patent, No. 110591 Russian Federation, IPC A01F 12/18(2006.01), 2011. (In Russ.)
9. Golumenkov E.V., Kravchenko V.E., Korsunov S.O. et al. Adjustment mechanism of combine harvester concave position: Patent, No. 118831 Russian Federation, IPC A01D41/12(2006.01), 2012. (In Russ.)
10. Tyutyunikov A.V., Ozhered S.G., Popok P.S. Concave suspension and adjustment mechanism for combine harvesters: Patent, No. 199269 Russian Federation, IPC A01F 12/28(2006.01), 2020. (In Russ.)
11. Beskopylny A.N., Ivliev E., Grishchenko V., Medvedev D. Load and positional constraints' impact on the accuracy and dynamic performance of an autonomous adaptive electrohydraulic pump-controlled actuator for mobile equipment. *Actuators*. 2025;14:333. <https://doi.org/10.3390/act14070333>
12. Yan Z., Ge L., Quan L. Energy-efficient electro-hydraulic power source driven by variable-speed motor. *Energies*. 2022;15:4804. <https://doi.org/10.3390/en15134804>

and dynamic performance of an autonomous adaptive electrohydraulic pump-controlled actuator for mobile equipment. *Actuators*. 2025;14:333. <https://doi.org/10.3390/act14070333>

12. Yan Z., Ge L., Quan L. Energy-efficient electro-hydraulic power source driven by variable-speed motor. *Energies*. 2022;15(13):4804. <https://doi.org/10.3390/en15134804>

13. Nie Y., Liu J., Lao Z., Chen Z. Modeling and extended state observer-based backstepping control of underwater electro hydrostatic actuator with pressure compensator and external load. *Electronics*. 2022;11(8):1286. <https://doi.org/10.3390/electronics11081286>

14. Huang Q., Li B., Xu H. The design and testing of a PEA powered ankle prosthesis driven by EHA. *Biomimetics*. 2022;7:234. PMID: PMC9776366

15. Niu Z., Liu Y.-S., Wang L., Yang S., Li X. Portable electro-hydraulic actuator technology based on spherical micro pump. In: *IEEE International Conference on Aircraft Utility Systems*. 2016:114-118. <https://doi.org/10.1109/AUS.2016.7748031>

Информация об авторах

¹ **Ивлиев Евгений Андреевич**, младший научный сотрудник, преподаватель; 123ivliev123@mail.ru[✉]; <https://orcid.org/0000-0002-6606-2015>; SPIN-код: 6564-9944

² **Грищенко Вячеслав Игоревич**, канд. техн. наук., заведующий кафедрой; vig84@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0003-1422-2811>; SPIN-код: 1839-5387

^{1,2} Донской государственный технический университет; 344003, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1

Вклад авторов

Е.А. Ивлиев – проведение исследований, сбор и обработка данных, формальный анализ, подготовка черновика рукописи, визуализация;

В.И. Грищенко – руководство исследованиями, концептуализация, методология, научное редактирование и доработка окончательной версии рукописи.

Статья поступила 30.09.2025, после рецензирования и доработки 05.03.2026, принята к публикации 26.03.2026

13. Nie Y., Liu J., Lao Z., Chen Z. Modeling and extended state observer-based backstepping control of underwater electro hydrostatic actuator with pressure compensator and external load. *Electronics*. 2022;11:1286. <https://doi.org/10.3390/electronics11081286>

14. Huang Q., Li B., Xu H. The design and testing of a PEA powered ankle prosthesis driven by EHA. *Biomimetics*. 2022;7:234. <https://doi.org/10.3390/biomimetics7040234>

15. Niu Z., Liu Y.-S., Wang L., Yang S., Li X. Portable electro-hydraulic actuator technology based on spherical micro pump. In: *IEEE International Conference on Aircraft Utility Systems*. 2016:114-118. <https://doi.org/10.1109/AUS.2016.7748031>

Author Information

Evgeniy A. Ivliev¹, Junior Research Engineer, lecturer; 123ivliev123@mail.ru[✉]; <https://orcid.org/0000-0002-6606-2015>

Vyacheslav I. Grishchenko², CSc (Eng), Head of the Department; vig84@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0003-1422-2811>

^{1,2} Don State Technical University; Gagarin Sq. 1, Rostov-on-Don, 344003, Russia

Author Contribution

Е.А. Ivliev – investigation, data collection and processing, formal analysis, writing – original draft, visualization;

В.И. Grishchenko – research supervision, conceptualization, methodology, writing – review and editing of the manuscript.

Received 30.09.2025; Revised 05.03.2026; Accepted 26.03.2026