

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 625.731.8+616.9

doi: 10.30987/2782-5957-2025-10-62-71

КИНЕТОСТАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА РАЗДВИЖЕНИЯ БАШМАКОВ АУТРИГЕРА

Любовь Александровна Сладкова^{1✉}, Илья Константинович Борисов², Антон Сергеевич Бирюков³

^{1,2,3} Российский университет транспорта (МИИТ), Москва, Россия

¹rich.cat2012@yandex.ru, <https://orcid.org/0009-0008-6786-0386>

²ilbor97@yandex.ru, <https://orcid.org/0009-0001-0903-8844>

³sovietassault001@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0006-8416-7087>

Аннотация

Устойчивость стреловых самоходных кранов при эксплуатации на слабонесущих грунтах обеспечивается, как правило, выносными опорами (аутригерами), реакции под которыми распределяются неравномерно, что вызывает неравномерность их просадки в грунт. Для обеспечения равномерности распределения опорных реакций под каждой опорой предлагается выполнять башмак опоры составным из частей с возможностью выноса этих частей для увеличения площади опорной поверхности. Для решения этой задачи, в статье предложен механизм выдвижения элемента опоры, так как башмак предлагается выполнять раздвижным. Для подтверждения работоспособности предлагаемого механизма проведен кинестатический анализ механизма раздвижения башмаков аутригера. Проведенные теоретические исследования кинематического состояния системы механизма выдвижения башмака позволили определить

точку рационального крепления кривошипа механизма по отношению к основному элементу выносной опоры стрелового самоходного крана. Динамический анализ механизма позволяет определить усилия в шарнирах и, соответственно, провести прочностной расчет элементов конструкции механизма. При условии, что центр масс каждого звена будет располагаться в центре звена, величина максимального изгибающего момента будет приходиться на эту точку. Установлены зависимости, позволяющие применять автоматический режим изменения опорной площади аутригеров, а также принимать решение по разработке рациональной конструкции выносного механизма башмака и оценить степень их нагруженности.

Ключевые слова: кинематика, динамика, анализ, устойчивость, кран, механизм раздвижения, аутригер, башмак.

Ссылка для цитирования:

Сладкова Л.А. Кинестатический анализ механизма раздвижения башмаков аутригера / Л.А. Сладкова, И.К. Борисов, А.С. Бирюков // Транспортное машиностроение. – 2025. - № 10. – С. 62-71. doi: 10.30987/2782-5957-2025-10-62-71.

Original article

Open Access Article

KINETOSTATIC ANALYSIS OF OUTRIGGER SHOE EXTENDING MECHANISM

Lyubov Aleksandrovna Sladkova^{1✉}, Ilya Konstantinovich Borisov², Anton Sergeevich Biryukov³

^{1,2,3} Russian University of Transport (MIIT), Moscow, Russia

¹rich.cat2012@yandex.ru, <https://orcid.org/0009-0008-6786-0386>

²ilbor97@yandex.ru, <https://orcid.org/0009-0001-0903-8844>

³sovietassault001@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0006-8416-7087>

Abstract

The stability of self-propelled jib cranes when operating on weak soils is provided, as a rule, by outriggers, which reactions are unevenly distributed, which leads to uneven subsidence into the ground. To ensure a uniform distribution of reactions under each support, it is proposed to make the support shoe as composite of parts with the possibility of removing these parts to increase the area of the support surface. To solve this problem, the paper proposes a mechanism for extending the support element, since the shoe is proposed to be collapsible. To confirm the operability of the proposed mechanism, a kinetostatic analysis of the outrigger shoe extending mechanism was performed. The theoretical studies of the kinematic state of the shoe extending mechanism made it possible to determine the point of rational attachment of the mech-

anism crank in relation to the main element of the outrigger of a self-propelled jib crane. Dynamic analysis of the mechanism makes it possible to determine the forces in the joints and, accordingly, to carry out a strength calculation of the structural elements of the mechanism. Under the condition that the mass center of each link is located in the center of the link, the maximum bending moment will fall on this point. Dependencies are found out that make it possible to apply the automatic mode of measuring the outrigger support area, as well as to make a decision on the development of a rational design of the outrigger mechanism and to assess the degree of their loading.

Keywords: kinematics, dynamics, analysis, stability, crane, extending mechanism, outrigger, shoe.

Reference for citing:

Sladkova LA, Borisov IK, Biryukov AS. Kinetostatic analysis of outrigger shoe extending mechanism. *Transport Engineering*. 2025;10:62-71. doi: 10.30987/2782-5957-2025-10-62-71.

Введение

Вопрос обеспечения устойчивой работы стреловых самоходных кранов на слабонесущих грунтах еще не скоро потеряет свою актуальность, так как статистика аварийности кранов в результате их опрокидывания в течение последних 15 лет остается неизменной [1] и составляет по среднестатистическим данным 26 %. Одной из причин опрокидывания крана может являться просадка, например, одной из выносных опор крана в грунт.

Потеря устойчивости грузоподъемных средств, а именно стреловых самоходных кранов в процессе эксплуатации достаточно частое явление, которому посвящены многочисленные исследования отечественных и зарубежных ученых [1, 2, 3, 4] и разработаны нормативные документы [5, 6]. Из анализа потерь устойчивости стреловых самоходных кранов было выявлено, что чаще всего это происходит на неустойчивых грунтах. При исследовании устойчивости стреловых самоходных кранов [7, 8] была установлена неравномерность распределения давления под опорами крана, ведущая к неравномерности погружения выносных опор в слабонесущий грунт, что является одной из причин потери устойчивости кранов в процессе эксплуатации. В работе [7] был установлен факт смещения концов рамы в результате неравномерности распределения давления

под опорами, что неизбежно ведет к нарушению центровки (смещению центра тяжести) всей конструкции в пространственной системе координат в зависимости от величины этих усилий. Сказанное позволило усовершенствовать конструкцию башмаков аутригера [9] и разработать механизм управления им, разработав принципиально новую конструкцию башмака аутригера с механизмом его раздвижения.

Цель работы – исследовать влияние изменения площади опорной поверхности аутригера на кинетостатические показатели конструкции механизма раздвижения башмаков выносных опор и провести выбор координат размещения его крепления.

Постановка задачи. Объектом исследования являются выносные опоры стреловых самоходных кранов при работе на неустойчивых грунтах. Предмет исследования – анализ работы механизма раздвижения башмаков выносной опоры, определение изменений скоростей и ускорений центров масс при перемещении звеньев механизма в процессе работы в автоматическом режиме, а также изменение усилий, возникающих в звеньях, что позволит принять решение по разработке рациональной конструкции выносного механизма башмака и оценить степень их нагруженности, а также выбрать координаты его крепления.

Распределение усилий под опорами аутригера

Исследования, проведенные автором [7], позволили установить неравно-

мерность распределения усилий под опорами крана:

$$\left\{ \begin{array}{l} R_1 = A \\ R_2 = \frac{G_{ш}}{2} + \frac{G}{2} + \frac{G_{п}}{2} + \frac{G_{пов.ч.}}{2} - \frac{Gl \cos \alpha \sin \beta - G_{п}k \sin \beta}{b} - A \\ R_3 = \frac{Gl \cos \alpha \sin \beta - G_{п}k \sin \beta}{b} - \\ - \frac{Gl \cos \alpha \cos \beta - G_{п}k \cos \beta - G_{ш}a_1}{a} - \\ R_4 = \frac{-\frac{G_{ш}}{2} - \frac{G}{2} - \frac{G_{п}}{2} - \frac{G_{пов.ч.}}{2} + \frac{(G_{ш} + G + G_{п} + G_{пов.ч.}) \cdot a_2}{a}}{a} + A \\ - \frac{Gl \cos \alpha \cos \beta - G_{п}k \cos \beta - G_{ш}a_1}{a} + G_{ш} + G + G_{п} + G_{пов.ч.} - \\ - \frac{(G_{ш} + G + G_{п} + G_{пов.ч.}) \cdot a_2}{a} - A \end{array} \right. \quad (1)$$

Здесь A – усилие, принимаемое за номинальное под одной из опор крана; α – угол наклона стрелы к горизонту (вылет стрелы); β – угол отклонения стрелы от оси, совпадающей с продольной осью крана; $G_{п}$ – вес противовеса, кН; G – вес груза, кН; $G_{ш}$ – вес шасси крана, кН; $G_{пов.ч.}$ – вес поворотной части крана, кН; R_i – реакция в i -ой опоре, кН; l – длина стрелы, м; a – база выносных опор, м; b – расстояние между выносными опорами, м; a_1 – расстояние от оси вращения поворотной части до центра массы шасси крана, м; a_2 – расстояние от оси вращения поворотной части крана до оси, проходящей через опоры R_1 и R_4 , м; k –

расстояние от оси вращения поворотной части до центра массы противовеса крана, м.

Теоретические исследования распределения усилий под опорами в зависимости от веса поднимаемого груза, угла установки стрелы в вертикальной и горизонтальной плоскостях позволили установить неравномерность их распределения. Эта неравномерность будет соблюдаться даже в условиях отсутствия погрузочно-разгрузочных работ, т.е. когда величина угла $\beta = 0$. Тогда выражение (1) будет иметь вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} R_1 = A \\ R_2 = \frac{G_{ш} + G + G_{п} + G_{пов.ч.}}{2} - A \\ R_3 = \frac{(G_{ш} + G + G_{п} + G_{пов.ч.}) \cdot (2a_2 - a)}{2a} - \frac{Gl \cos \alpha - G_{п}k - G_{ш}a_1}{a} + A \\ R_4 = \frac{(G_{ш} + G + G_{п} + G_{пов.ч.}) \cdot (a - a_2)}{a} + \frac{Gl \cos \alpha - G_{п}k - G_{ш}a_1}{a} - A \end{array} \right. \quad (2)$$

Для уравнивания усилий под аутригерами предлагается их модернизация, заключающаяся в уравнивании давления под ними на грунт при изменении площади опорной поверхности.

Решение этой задачи осуществляется за счет того, что башмаки выносных опор предлагается выполнять раздвижными (рис. 1).

Для выполнения функции увеличения площади опорной поверхности предлагается конструкцию выносной опоры дополнительно снабдить кривошипно-стержневым механизмом (рис. 1а), кривошип 2 которого одним концом закреплен на неподвижной опоре, а вторым концом соединен с ползуном 3, который свободно перемещается по шатуну 1.

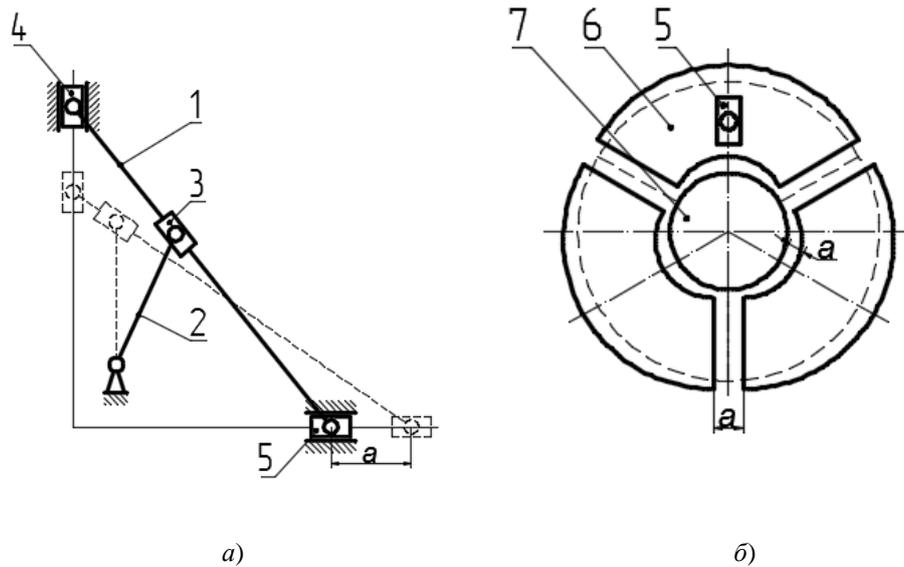


Рис. 1. Схема устройства выносной опоры: а – фронтальная; б – горизонтальная проекции
 Fig. 1. Diagram of the outrigger device: a – frontal; b – horizontal projections

Один конец шатуна 1 закреплен на ползуне 4, совершающем перемещение по вертикали, а второй конец шатуна 1 закреплен на ползуне 5, перемещающемся по

направляющей в дополнительном элементе башмака 6 (рис. 1б). Основной башмак 7 аутригера при этом остается неподвижным.

Кинематический анализ механизма выдвижения башмака аутригера

Выдвижение дополнительного элемента башмака 6 можно регулировать, добиваясь равномерности распределения давления p на грунт, т.е. добиваясь равенства соотношений:

$$p = \frac{R_i}{F_i'} \quad (3)$$

где R_i – реакция (усилие) под i -й опорой, Н; F_i' – изменяемая опорная площадь i -й опоры, m^2 .

Ползун 4 является ведущим звеном, который приводится в движение при помощи, например, гидросистемы. При этом ползун 5 (башмак), связанный с ползуном 4 посредством шатуна 1 перемещает башмак дополнительного устройства в положение, указанное пунктиром на рис. 1а, б. Кроме всего прочего предлагаемое усовершенствование позволит автоматизировать процесс устойчивой работы крана при эксплуатации на неустойчивых грунтах.

Рассмотрим изменение кинематического состояния предлагаемого механизма (рис. 2), находящегося в произвольном положении.

Очевидно, что звенья механизма 4 и 5 (рис. 1) перемещаются в неподвижной системе координат XO_1Y . Неподвижную опору разместим на расстоянии x и y относительно неподвижной системы координат (рис. 2).

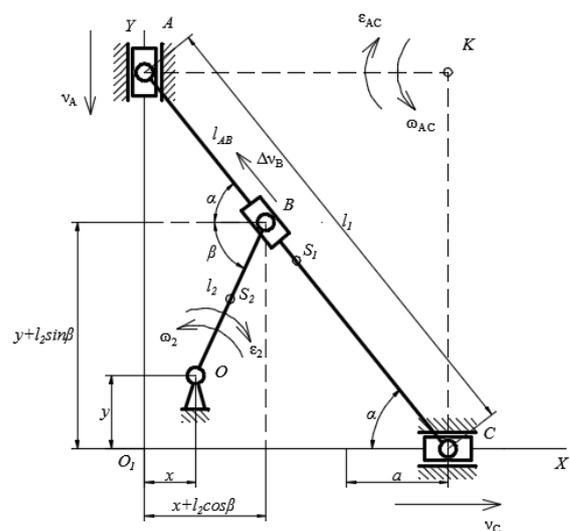


Рис. 2. Расчетная схема механизма выдвижения башмака для проведения кинематического анализа
 Fig. 2. Calculation diagram of the shoe extension mechanism for kinematic analysis

Исходными данными для данной схемы являются: l_1 – длина шатуна 1; l_2 – длина кривошипа 2; l_{AB} – длина части рычага 1 между точками A и B , которая является переменной величиной и изменяется в зависимости от перемещения ползун 5 и 6; $(x; y)$ – координаты неподвижной опоры с центром в точке O ; a – перемещение ползуна 5.

При проведении кинематического анализа в процессе работы механизма необходимо оценить следующие параметры: ω_{AC} – мгновенная угловая скорость шатуна AC (шатун 1); ε_{AC} – мгновенное угловое ускорение рычага AC (он же рычаг 1); ω_2 – мгновенная угловая скорость криво-

шипа 2; ε_2 – мгновенное угловое ускорение кривошипа 2; α – угол между шатуном 1 и направляющей ползуна 5 (ось XO_1); β – угол между рычагом 2 и осью XO_1 ; v_A – скорость точки A ; v_C – скорость точки C ; Δv_B – скорость ползуна 3 относительно рычага 1.

Геометрические параметры механизма (рис. 2) определим из соотношений:

$$l_{AB} \cos \alpha = x + l_2 \cos \beta. \quad (4)$$

Или

$$l_{AB} \sin \alpha = l_1 \sin \alpha - (y + l_2 \sin \beta). \quad (5)$$

Сравним выражения в уравнениях (4) и (5), выразив l_{AB} из уравнения (4) и приравняем их:

$$\frac{x + l_2 \cos \beta}{\cos \alpha} = \frac{l_1 \sin \alpha - (y + l_2 \sin \beta)}{\sin \alpha}. \quad (6)$$

Произведем преобразования и найдем зависимость $y = f(x)$

$$x \sin \alpha + l_2 \cos \beta \sin \alpha = l_1 \sin \alpha \cos \alpha - (y \cos \alpha + l_2 \sin \beta \cos \alpha);$$

$$x \sin \alpha + l_2 \cos \beta \sin \alpha = l_1 \sin \alpha \cos \alpha - y \cos \alpha - l_2 \sin \beta \cos \alpha;$$

$$x \sin \alpha + l_2 \sin(\alpha + \beta) = l_1 \sin \alpha \cos \alpha - y \cos \alpha;$$

$$y \cos \alpha = l_1 \sin \alpha \cos \alpha - l_2 \sin(\alpha + \beta) - x \sin \alpha.$$

Откуда

$$y = l_1 \sin \alpha - \frac{l_2 \sin(\alpha + \beta)}{\cos \alpha} - x \operatorname{tg} \alpha. \quad (7)$$

В случае, если $l_2 = l_1/2$, то величина y будет равна:

$$y = l_1 \sin \alpha - \frac{l_1 \sin(\alpha + \beta)}{2 \cos \alpha} - x \operatorname{tg} \alpha. \quad (8)$$

Математические преобразования выражения (9) позволили определить:

$$y = \frac{2l_1 \sin \alpha \cos \alpha - l_1 \sin(\alpha + \beta)}{2 \cos \alpha} - x \operatorname{tg} \alpha;$$

$$y = \frac{l_1 \sin 2\alpha - l_1 \sin(\alpha + \beta)}{2 \cos \alpha} - x \operatorname{tg} \alpha;$$

$$y = \frac{l_1}{2 \cos \alpha} (\sin 2\alpha - \sin(\alpha + \beta)) - x \operatorname{tg} \alpha;$$

$$y = \frac{l_1}{\cos \alpha} \sin\left(\frac{\alpha - \beta}{2}\right) \cos\left(\frac{3\alpha + \beta}{2}\right) - x \operatorname{tg} \alpha.$$

Соотношение между углами α и β (рис. 3) было определено после исследования промежуточных положений механизма на рис. 2, проведенных через 15° .

Считаем, что скорость перемещения гидроцилиндра (ползун 4) в соответствии с законами динамики является переменной величиной и изменяется по закону, показанному на рис. 4 [10]. Здесь P – нагрузка на

привод выдвигания опоры; $S_{др}$ – площадь проходного сечения дросселя.

При параллельном включении дросселя, изменение скорости перемещения поршня гидроцилиндра рекомендуется [10] определять по зависимости:

$$v = \frac{1}{S_{п}} \left(Q_{н} - \mu S_{др} \sqrt{\frac{2P}{\rho S_{п}}} \right), \quad (9)$$

где S_{Π} – рабочая площадь поршня гидроцилиндра; $Q_{\text{н}}$ – подача нерегулируемого насоса;

μ – коэффициент расхода гидродросселя; P – сила трения в гидроцилиндре.

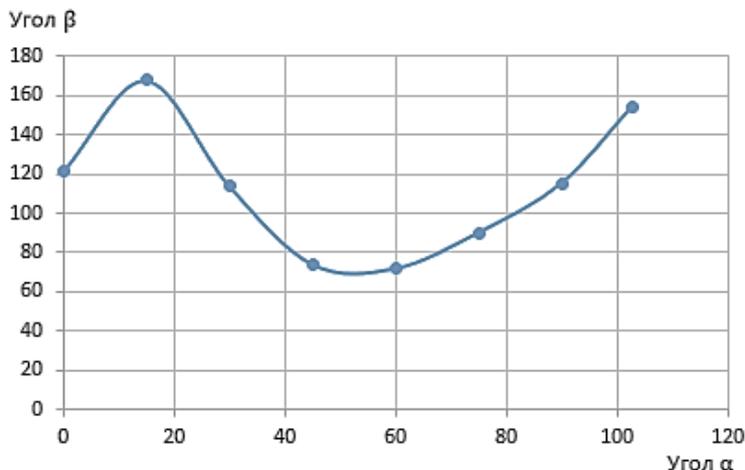


Рис. 3. Изменение соотношений между углами α и β при работе механизма выдвижения башмака

Fig. 3. Changing the α and β Angles Ratios When the Shoe Extension Mechanism Is Operating

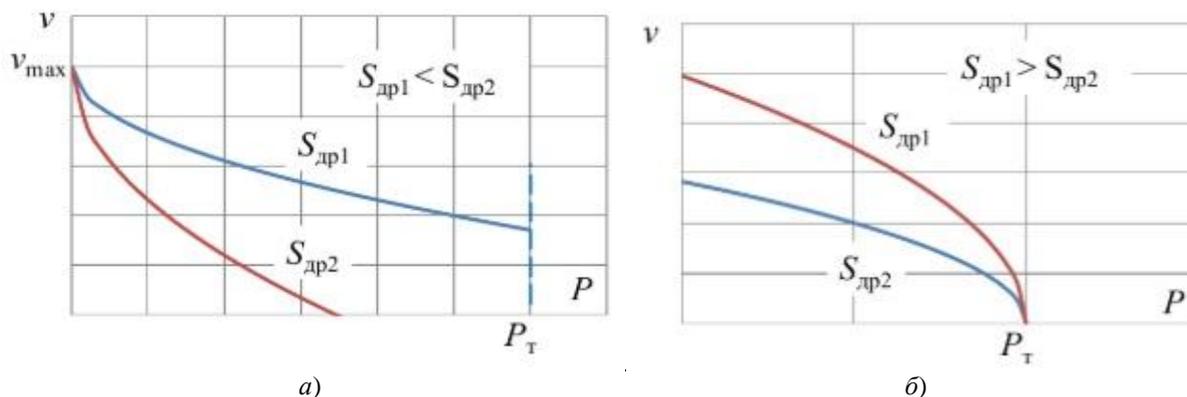


Рис. 4. Нагрузочная характеристика гидропривода с дроссельным регулированием скорости при: а – параллельном и б – последовательном включении дросселя [10]

Fig. 4. Load Characteristic of Hydraulic Drive with throttle speed regulation in the following cases: а – parallel and б – series throttle engagement [10]

При последовательном включении дросселя, изменение скорости перемещения поршня гидроцилиндра рекомендуется [10] определять по зависимости:

$$v = \mu \frac{S_{\text{др}}}{S_{\Pi}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_{\text{н}} - \frac{P}{S_{\Pi}} \right)}. \quad (10)$$

На рис. 3 видно, что скорость перемещения ползуна 4 (точка А) в произвольный момент времени носить переменный характер.

Для построения плана скоростей и ускорений составим векторные уравнения, которые представляют собой системы уравнений:

– для плана скоростей:

$$\begin{cases} \vec{v}_{B_1} = \vec{v}_A + \vec{v}_{B_1A}, \\ \vec{v}_{B_2} = \vec{v}_0 + \vec{v}_{B_2O}, \end{cases} \quad (11)$$

$$\frac{v_C}{v_B} = \frac{l_{AC}}{l_{AB}}.$$

При этом углы α и β лежат в пределах:

$$\alpha \in [0; 90]; \quad \beta \in [0; 90]; \quad (12)$$

– для плана ускорений:

$$\begin{cases} \bar{a}_{B_1} = \bar{a}_A + \bar{a}_{B_1A}^n + \bar{a}_{B_1A}^r \\ \bar{a}_{B_2} = \bar{a}_0 + \bar{a}_{B_2A}^n + \bar{a}_{B_2A}^r \end{cases} \quad (13)$$

Здесь величины нормального ускорения звеньев AB_1 и AB_2 можно определить по зависимостям:

$$\bar{a}_{B_1A}^n = \omega_1^2 l_{AB}; \quad \omega_1 = \frac{v_{B_1A}}{l_{AB}}; \quad (14)$$

$$\bar{a}_{B_2A}^n = \omega_2^2 l_{OB}; \quad \omega_2 = \frac{v_{B_2A}}{l_{OB}}. \quad (15)$$

Планы скоростей и ускорений построены по правилам теории механизмов и машин [11] и приведены на рис. 5.

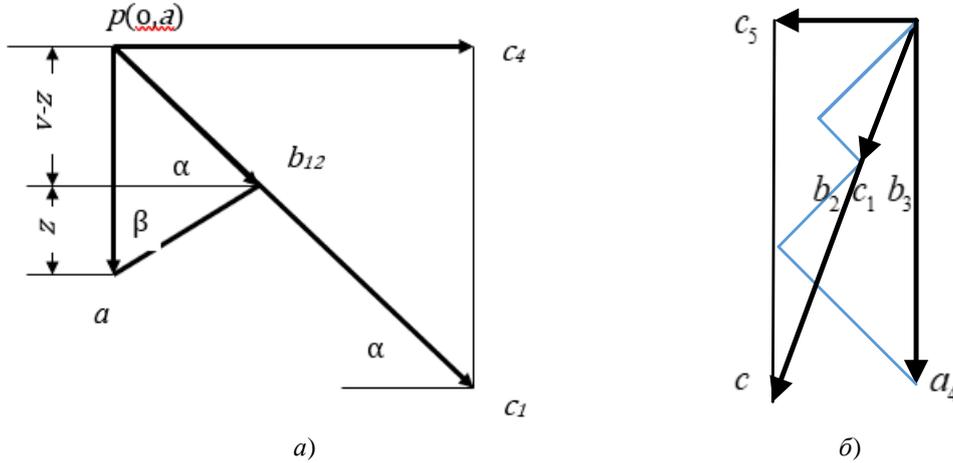


Рис. 5. Кинематический анализ механизма: a – план скоростей; b – план ускорений
Fig. 5. Kinematic analysis of the mechanism: a – speed plan; b – acceleration plan

Все соотношения между изменениями скоростей и ускорений перемещения элементов механизма определяем из тригонометрических соотношений на рис. 4, исходя из изменения скорости (ускорения) перемещения ползуна 4.

Очевидно, что выдвигению башмака штока гидроцилиндра будет перемещаться равноускорено, а башмак – равнозамедленно.

Путем несложных геометрических преобразований определим величину z на рис. 4а.

$$z = \frac{v_A \operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta}. \quad (16)$$

Динамический анализ механизма

Разложение сил при динамическом анализе системы приведен на рис. 5. Используя результаты рис. 5а и зависимости (15) и (16) сможем определить изменение скорости, а, соответственно, и усилия на штоке гидроцилиндра и определить его

Величина z эквивалентна величине y на рис. 2 с учетом переходных масштабов от параметров перемещения штока гидроцилиндра к скорости его перемещения, которое определяется зависимостями, приведенными на рис. 3.

Динамический анализ механизма позволяет определить усилия в шарнирах и, соответственно, провести прочностной расчет элементов конструкции механизма. При условии, что центр масс каждого звена будет располагаться в центре звена, величина максимального изгибающего момента будет приходиться на эту точку.

параметры, необходимые для выдвигения дополнительного башмака (рис. 7).

Сравнивая рис. 3 и рис. 7 видно, что рациональным выдвигением штока будет положение, при котором угол α изменяется от 40° до 65° .

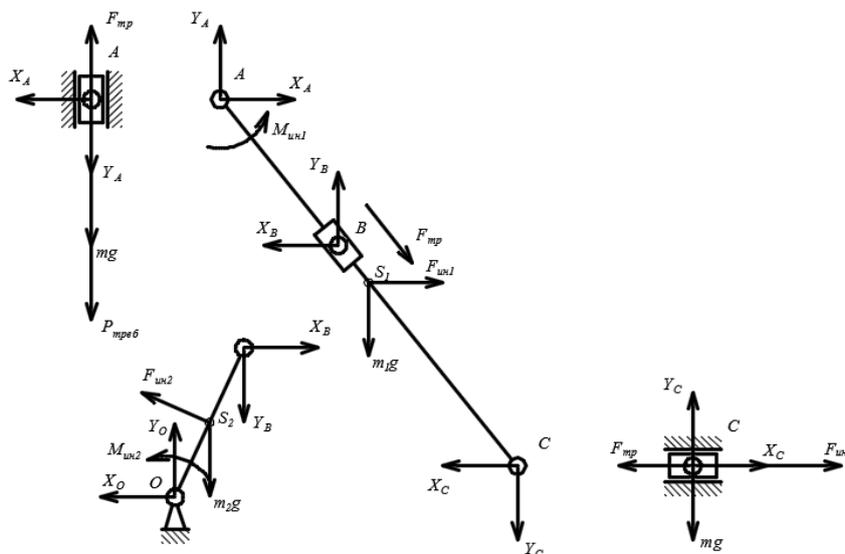


Рис. 6. Динамический анализ механизма
Fig. 6. Dynamic analysis of the mechanism

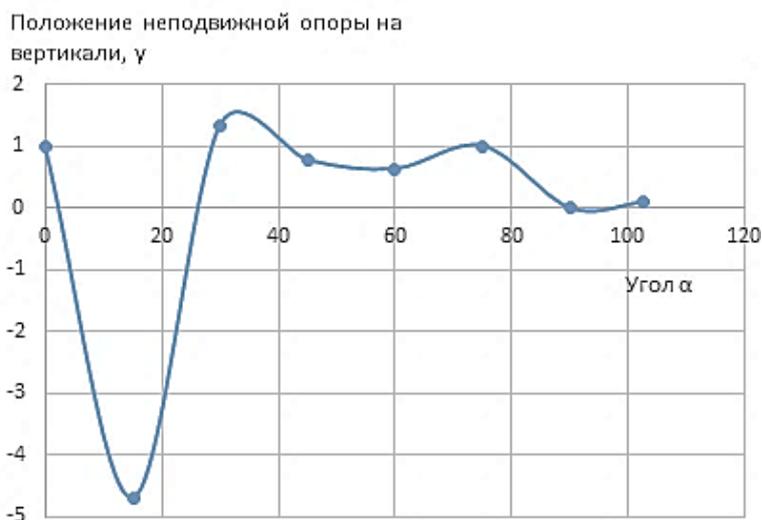


Рис.7. Влияние изменения угла α на положение опоры по вертикали
Fig. 7. Effect of α Angle Change on Vertical Support Position

Выводы

Проведенный кинестатический анализ позволил установить закономерности изменения скоростей и ускорений перемещения у усилий на элементах механизма раздвижения элементов модернизированного башмака аутригера, что позволяет в дальнейшем разработать систему

автоматического управления устойчивостью стреловых самоходных кранов при работе на слабонесущих грунтах.

Предлагаемая методика позволит провести анализ предлагаемых авторами механизмов выдвигания башмаков аутригера, приведенных авторами в [9].

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Ежегодные отчеты о деятельности Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору [Электронный ресурс] // РО-СТЕХНАДЗОР 2013-2024. – Режим доступа:

http://www.gosnadzor.ru/public/annual_reports/index.php?sphrase_id=1656336 , свободный – (дата обращения: 01.12.2024).

2. Гуляев Ф.А. К вопросам обеспечения устойчивости стреловых самоходных кранов при учете различных аспектов их эксплуатации. / Ф.А. Гуляев, Я.А. Батищев, Г.А. Емельянова, Е.В. Куликова // В сборнике: XXXI Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов по проблемам машиноведения (МИКМУС - 2019). Сборник трудов конференции. 2020. С. 581-584.
3. Котельников В.С., Зарецкий А.А. Оценка соответствия норм расчета грузоподъемных кранов для обеспечения из безопасной эксплуатации. // Безопасность труда в промышленности. 2007. № 8. С. 31-35.
4. Fujioka, D.D. Tip-over stability analysis of mobile boom cranes with double-pendulum payloads / D.D. Fujioka, A. Rauch, W. Singhose, T. Jones // American Control Conference. Hyatt Regency Riverfront, St. Louis, MO, USA. 2009. P. 3136-3141.
5. ГОСТ Р 54769-2011 (ИСО 4304:1987) Краны грузоподъемные. Общие требования к устойчивости. – М.: Стандартинформ, 2012. 9 с.
6. ISO 8686-4:2005(en) Cranes — Design principles for loads and load combinations — Part 4: Jib cranes (ИСО 8686-4:2005 «Краны грузоподъемные. Принципы расчета нагрузок и комбинаций нагрузок. Часть 4: Консольные краны»). 2005. 9 р.
7. Григорьев П.А. Обеспечение устойчивости стреловых самоходных кранов при работе на

слабонесущих грунтах. Дис...канд.техн. наук по спец. 05.02.02– Машиноведение, системы приводов и детали машин; 05.05.04 – Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины. Москва, Российский университет транспорта, 2020. 269 с.

8. Сладкова Л.А., Григорьев П.А., Крылов В.В. Моделирование усилий в опорах машин основного технологического назначения на примере стрелового самоходного крана // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №4. С.516-522. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-04-516-522>.
9. Борисов И.К., Сладкова Л.А. Анализ конструкций аутригеров. /Материалы всероссийской научно-практической конференции «100 лет кафедре "Наземные транспортно-технологические средства": история становления, основные направления научной деятельности и перспективы развития», 24-25 октября 2024, Москва, РУТ (МИИТ), 2024. С. 32-34. - ISBN 978-5-907941-90-8.
10. Зезин В. Г. Динамика и регулирование гидropневмосистем : Учебное пособие. – Челябинск, издательство ЮУрГУ, 2011. 146 с.
11. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учебник для вузов. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Наука, 1988. 640 с.

REFERENCES

1. ROSTECHNADZOR 2013-2024. Annual reports on the activities of the Federal Service for Environmental, Technological and Nuclear Supervision [Internet]. [cited 2024 Dec 01]. Available from: http://www.gosnadzor.ru/public/annual_reports/index.php?sphrase_id=1656336.
2. Gulyaev FA, Batishchev YA, Yemelyanova GA, Kulikova EV. On the issues of ensuring the stability of boom self-propelled cranes while taking into account various aspects of their operation. Proceedings of the XXXI International Innovative Conference of Young Scientists and Students on Problems of Machine Science (MICMUS - 2019); 2020. p. 581-584.
3. Kotelnikov BC, Zaretsky AA. Assessment of compliance with the standards for calculating lifting cranes to ensure safe operation. Occupational Safety in Industry. 2007;8:31-35.
4. Fujioka DD, Rauch A, Singhose W, Jones T. Tip-over stability analysis of mobile boom cranes with double-pendulum payloads. American Control Conference. St. Louis, MO (USA): Hyatt Regency Riverfront; 2009.
5. GOST R 54769-2011 (ISO 4304:1987) Cranes other than mobile and floating cranes — General requirements for stability (MOD). Moscow: Standartinform; 2012.
6. ISO 8686-4:2005(en) Cranes — Design principles for loads and load combinations. Part 4: Jib cranes. 2005.
7. Grigoriev PA. Ensuring the stability of jib self-propelled cranes when working on weak soils [dissertation]. [Moscow (RF)]: Russian University of Transport; 2020.
8. Sladkova LA, Grigoriev PA, Krylov VV. Simulation of forces in the supports of machines of the main technological purpose on the example of a fully mobile crane. Scientific and Technical Journ of Bryansk State University [Internet]. 2019;4:516-522. DOI: Available from: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-04-516-522>.
9. Borisov IK, Sladkova LA. Analysis of outrigger designs. Proceedings of the All-Russian Scientific and Practical Conference, October 24-25, 2024: 100 Years of the Department of Ground Transport and Technological Facilities: History of Development, Main Directions of Scientific Activity and Development Prospects. Moscow: RUT (MIIT); 2024.
10. Zezin VG. Dynamics and regulation of hydro-pneumatic systems: textbook. Chelyabinsk: SUSU Publishing House; 2011.
11. Artobolevsky II. Theory of mechanisms and machines: textbook for higher education institutions. 4th ed. Moscow: Nauka; 1988.

Информация об авторах:

Сладкова Любовь Александровна – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», Российский университет транспорта, заслуженный преподаватель высшего образования (2021) тел.+7(965) 377-93-89

Борисов Илья Константинович – аспирант кафедры «Наземные транспортно-технологические

Sladkova Lyubov Aleksandrovna – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Ground Transport and Technological Facilities, Russian University of Transport, Honored Lecturer in Higher Education (2021); phone: +7(965) 377-93-89

Borisov Ilya Konstantinovich – Postgraduate student of the Department of Ground Transport and Techno-

средства», Российский университет транспорта, тел.+7(905) 796-50-58

Бирюков Антон Сергеевич – аспирант кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», Российский университет транспорта, тел.+7(905) 409 37 27.

logical Facilities, Russian University of Transport; phone: +7(905) 796-50-58

Biryukov Anton Sergeevich – Postgraduate student of the Department of Ground Transport and Technological Facilities, Russian University of Transport; phone: +7(905) 409 37 27.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 08.09.2025; одобрена после рецензирования 25.09.2025; принята к публикации 26.09.2025. Рецензент – Болдырев А.П. доктор технических наук, доцент, профессор Брянского государственного технического университета.

The article was submitted to the editorial office on 08.09.2025; approved after review on 25.09.2025; accepted for publication on 26.09.2025. The reviewer is Boldyrev A.P., Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor at Bryansk State Technical University.