

УДК (UDC) 621.86

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНО-РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ПЕРЕНОСНОГО МЕХАНИЧЕСКОГО СВОДООБРУШИТЕЛЯINVESTIGATION OF THE DESIGN AND OPERATING PARAMETERS OF
A PORTABLE MECHANICAL ARCH BREAKERКожевников В.А.
Kozhevnikov V.A.Приволжский государственный университет путей сообщения (Самара, Россия)
Volga State University of Railway Engineering (Samara, Russian Federation)

Аннотация. Повышение качественных показателей выгрузки трудносыпучих материалов из стационарных и мобильных бункерных емкостей может быть достигнуто путем применения механических сводообрушителей селективного действия. Конфигурация рабочих органов данных устройств позволит обеспечить стабильный выпуск широкой номенклатуры материалов с различными физико-механическими свойствами из бункеров имеющих различную геометрию. Воспользовавшись теоретическим инструментом, нашедшим применение в исследованиях процессов резания металла и грунта, была разработана теоретическая модель взаимодействия рабочих органов переносного сводообрушителя со слежавшимся материалом в бункере. Исследовав характер работы устройства непосредственно в полости выпускной воронки бункера (вращение рабочих органов с одновременным их отклонением на различных стадиях выгрузки материала) были получены выражения для определения действующих нагрузок и затрачиваемой мощности. При этом в полученных формулах наряду с физико-механическими свойствами выгружаемых материалов были учтены конструктивно-режимные параметры устройства. Используя полученные выражения выполнено построение теоретических зависимостей, устанавливающих влияние нескольких изменяемых конструктивно-режимных параметров (размеры рабочих органов, их подача, угловая скорость) на затрачиваемую мощность. Результаты проведенных исследований могут быть использованы для оптимизации конструктивно-режимных параметров сводообрушителей при конструировании их лабораторных и промышленных образцов.

Ключевые слова: сводообразование, рабочий орган, бункер, сводообрушитель, рыхление, трудносыпучий материал.

Дата получения статьи: 31.10.2024
Дата принятия к публикации: 29.11.2024
Дата публикации: 25.12.2024

Сведения об авторе:

Кожевников Вадим Александрович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Ва-

Abstract. An increase in the quality of unloading of hard-to-bulk materials from stationary and mobile bunker tanks can be achieved by using selective mechanical arch breakers. The configuration of the working bodies of these devices will ensure the stable production of a wide range of materials with different physical and mechanical properties from bunkers with different geometries. Using a theoretical tool that has found application in the research of metal and soil cutting processes, a theoretical description of the effect of the working bodies of a portable arch breaker on the packed material in the hopper was given. Having studied the nature of the device's operation directly in the cavity of the hopper outlet funnel (rotation of the working bodies with their one-time deviation at various stages of unloading the material), expressions were obtained to determine the operating loads and the power consumed. At the same time, in the obtained formulas, along with the physico-mechanical properties of the discharged materials, the design and operating parameters of the device were taken into account. Using the obtained expressions, the construction of theoretical dependencies is carried out, establishing the influence of several variable design-mode parameters (dimensions of working bodies, their feed, angular velocity) on the power consumed. The results of the conducted research can be used to optimize the structural and operating parameters of vaulting structures in the design of their laboratory and industrial samples.

Keywords: arching, working body, arch hopper, breaker, loosening, hard-to-loose material.

Date of manuscript reception: 31.10.2024
Date of acceptance for publication: 29.11.2024
Date of publication: 25.12.2024

Author's information:

Vadim A. Kozhevnikov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of

гонное хозяйство и наземные транспортные комплексы», ФГБОУ ВО «Приволжский государственный университет путей сообщения»,
e-mail: v_a_kozhevnikov@bk.ru.

‡ the Department “Forestry and Land Transport Complexes” at Volga State University of Railway Engineering, e-mail: v_a_kozhevnikov@bk.ru.

1. Введение

Среди разнообразных конструкций емкостей бункерного типа, неоспоримым преимуществом будут обладать те, что более приспособлены для транспортировки и хранения сыпучих материалов с разнообразными свойствами, в том числе слеживающихся. Желание максимально универсализировать бункер сопряжено с необходимостью исследований, как самих процессов сводообразования, так и процессов устранения сводов с помощью разнообразных механических устройств. Существует достаточное количество попыток создания теоретических методик, комплексного учета множества факторов, влияющих на процесс выпуска материалов из бункера. В них наряду с физико-механическими свойствами материалов и условиями окружающей среды учитывались взаимосвязи конструктивно-режимных параметров бункера и установленного в нем стационарного сводообрушителя.

Исследованиями Р.Л. Зенкова, В.Д. Прохоренкова, Н.А. Тищенко [1 - 3] доказан неравномерный характер распределения вертикального давления на дно бункера с центральным расположением разгрузочного отверстия: у стенок оно минимально, а в середине достигает наибольшего значения. В последующих исследованиях было установлено, что для более эффективной разгрузки разгрузочное отверстие следует располагать по всему периметру емкости («щелевой» тип отверстия). Предложенный принцип работы бункера обосновывается снижением вертикального давления материала около стенок и ростом горизонтального давления, под действием которого материал стремится к выходу через выпускное отверстие.

Широкие исследования в данной области проводились учеными И.В. Горюшинским, Г.М. Третьяковым, И.И. Кононовым [4 - 6]. В частности, для щелевых бункеров, оценивалась энергоемкость разгрузочного процес-

са, который носил одновременно гравитационный и принудительный, с применением скребковых питателей, характер.

В работе В.В. Денисова [7] были рассмотрены условия образования свода расположенного в зоне уменьшения площади поперечного сечения бункера непосредственно над выпускным щелевым отверстием. Формируемый указанным образом свод опираясь одновременно на боковые стенки и поверхность конусного дна поддается регулированию путем изменения ширины отверстия. Рациональное расположение кольцевого затвора по вертикали во время работы сводообрушителя обеспечивает уменьшение давления в нижних уровнях материала и устранение опоры для свода.

Стационарное размещение сводообрушителей рекомендовано для улучшения условий истечения из новых конструкций бункеров, имеющих более удачную геометрию, способствующую более эффективной разгрузке. Для бункерных емкостей, находящихся в эксплуатации продолжительное время и имеющих неудовлетворительные показатели выгрузки, может потребоваться применение переносных сводообрушителей селективного действия.

Локальное использование данных механизмов в зоне сводообразования позволит производить выгрузку слежавшихся материалов при сохранении долговечности отдельных конструктивных элементов бункера. При этом исключается необходимость применения каких-либо активных устройств вибрационного или ударного воздействия, а также удастся избежать таких нештатных ситуаций, когда требуется нарушение целостности бункера для извлечения сильно слежавшегося материала путем срезания части выпускной воронки с привлечением ручного труда [8].

2. Работа переносных сводообрушителей и затрачиваемая мощность

Фирмой ОАО «Волга-Урал-Транс» был разработан ряд устройств [9 - 11], одно из которых представлено на рис. 1. Рабочие органы этих механизмов, являясь различными по конфигурации скребками или лопастями должны вводиться в полость бункера через специальные технологические отверстия, располагаемые в местах наиболее вероятного уплотнения трудносыпучего материала. Отверстия при этом оснащаются герметичными заглушками. Также конструкция позволяет регулировать степень охвата рабочими органами внутреннего пространства бункера и позволяет немедленно остановить процесс сразу же после начала стабильного истечения материала.

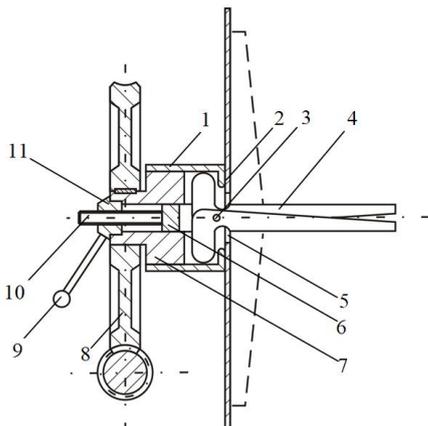


Рис. 1. Устройство переносного сводообрушителя с рабочими органами скребкового типа: 1 – корпус; 2 – стенка бункера; 3 – шарнирное соединение; 4 – рабочие органы; 5 – отверстие в бункере; 6 – вилка; 7 – вал; 8 – передаточный механизм привода; 9 – рычаг; 10, 11 – винтовая пара

Рассмотрим более детально процесс сводообрушения, начиная с момента ввода рабочих органов в бункер и заканчивая полным его опорожнением и очисткой прилегающей стенки. Условно его можно разделить на три стадии (рис. 2).

Первая стадия – создание в результате рыхления в нижней части бункера (выпускная воронка) некоторого количества

разуплотненной массы материала, объем V_{α_1} которой равен объему сектора сферы с поверхностью образованной отклонением рабочего органа от оси вращения на некоторый угол $\alpha_1 < 90^\circ$ (этот же угол одновременно является вершиной сектора). Возросшее давление материала в результате разрыхления в этой области должно привести к частичному разрушению перемычки из переуплотненного материала расположенного между границами объема V_{α_1} сверху и выпускным отверстием снизу.

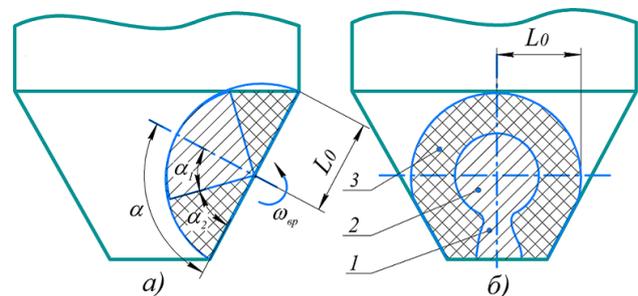


Рис. 2. Работа сводообрушителя внутри бункера: а - вид сбоку; б - вид спереди (1 – перемычка; 2, 3 – объемы V_{α_1} , V_{α_2})

Через образованное таким образом отверстие объем материала V_{α_1} полностью высыпается (рис. 3).



Рис. 3. Окончание первой стадии разуплотнения материала

Вторая стадия – разрыхление материала и его выгрузка из области ограниченной наименьшим отклонением рабочего органа на угол $\alpha_2 = \alpha - \alpha_1$, а образовавшийся здесь объем составляет $V_{\alpha_2} = V_{\alpha} - V_{\alpha_1}$. Полученный при этом объем полусферы V_{α} будет соот-

ветствовать углу максимального отведения рабочего органа от оси вращения до взаимодействия с внутренней поверхностью бункера $\alpha \leq 90^\circ$.

Третья стадия – устранение со стенок налипших в результате адгезии остатков материала, могущих служить опорой для основного содержимого емкости, расположенного выше выпускной воронки (основная часть бункера).

Можно предположить, что на первой стадии работы, когда рабочий орган отклонен недостаточно сильно, сопротивление его движению будет определяться главным образом величиной давления разуплотненного материала. На втором и третьем этапах оказываемое сопротивление будет определяться в значительной степени величиной отклонения рабочего органа от оси своего вращения на угол α .

Для каждой стадии процесса разрыхления необходимо найти выражения затрачиваемой мощности, чтобы по связанным с ней значениям конструктивно-режимных параметров (геометрические размеры, скорости движений) производить конструкторский расчеты устройства и его рабочих органов.

3. Анализ основных положений теории резания металла и грунта

В перспективе возможно создать теоретическое обоснование процесса рыхления слежавшегося материала рабочим органом сводообрушителя опираясь на один из двух известных инструментариев: теорию резания металла или грунта.

При рассмотрении взаимодействия обрабатываемой поверхности с режущим инструментом (рис. 4, а) устанавливается довольно сложная взаимосвязь между целой совокупностью параметров: составляющими P_z , P_y и P_x силы резания, подачей s и глубиной резания t [12, 13]:

$$\left. \begin{aligned} P_z &= C_{pz} t^{x_p} s^{y_p} \\ P_y &= C_{py} t^{x_p} s^{y_p} \\ P_x &= C_{px} t^{x_p} s^{y_p} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Полученные же экспериментальным путем постоянные C_{pz} , C_{py} , C_{px} в выражениях (1) в значительной степени зависят от качества обрабатываемого материала, а степенные показатели в свой черед зависят от s и t : $x_p = f_1(t; s)$, $y_p = f_2(t; s)$.

Взаимоотношение между составляющими силы резания определяются рядом коэффициентов с абсолютными значениями:

$$P_z : P_y : P_x = 1 : (0,4 \dots 0,5) : (0,25 \dots 0,3).$$

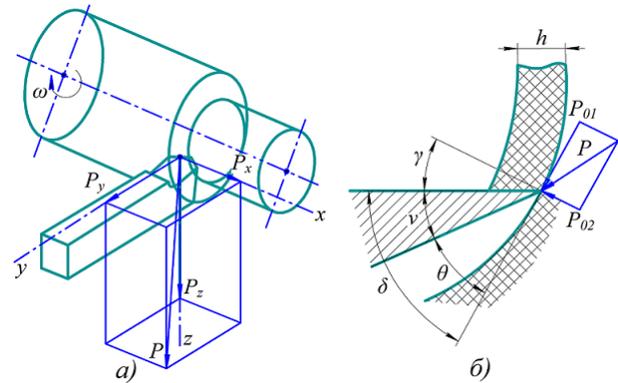


Рис. 4. Силы, возникающие при взаимодействии: а - режущего инструмента с металлом; б - рабочего органа землеройной машины с грунтом

Наличие трех компонентов силы резания, как показывает трехмерная модель на рис. 4, а, обусловлено совместным движением материала заготовки относительно резца: вращательным (главная составляющая P_z), продольным P_x и поперечным P_y . Движение рабочих органов переносного сводообрушителя в бункере производится при неизменном положении разрыхляемого материала.

Затруднения в расчетах могут быть вызваны присутствием в формулах значительного количества опытных коэффициентов, для определения которых потребуется лабораторное оборудование (датчики, динамометры), лучшим образом адаптированное к специфическому характеру движения рабочих органов сводообрушителя по сравнению металлорежущим инструментом.

Взаимодействие рабочих органов землеройной машины с грунтом характеризуется образованием стружки толщиной h , но на-

личием всего двух составляющих силы резания (рис. 4, б) [14]:

$$P_{02} = \psi P_{01}, \quad P_{01} = kbh, \quad (2)$$

где ψ – коэффициент обусловленный режимом работы и величинами углов ($\theta, \gamma, \nu, \delta$) резания, копания и износа (так называемый коэффициент взаимосвязи между отдельными составляющими силы резания); k – коэффициент удельного сопротивления резания; b – ширина режущей кромки, м; h – толщина стружки, м.

Представленная на рис. 4, б двумерная модель обусловлена главным образом плоским движением механизма, что при определенных условиях делает теорию резания грунта более приспособленной к характеру работы сводообрушителя.

4. Теоретическая модель работы сводообрушителя

При работе устройства по разуплотнению материала в зоне V_{α_1} (рис. 2) затраты мощности идут, как на само разрыхление (резание), так и на преодоление сил трения по разрыхленному материалу.

На рис. 5 изображен совершающий условно плоское движение бесконечно малый (длиной dL) сегмент рабочего органа.

На участках OA и O_1A_1 двух рабочих органов длиной L_0 вовлеченных в процесс разрыхления действуют только окружная и радиальная компоненты силы резания P_z и P_y . Координата L расположения бесконечно малого участка размером dL будет определяющей для глубины резания с подачей в направлении смещения одного из рабочих органов из положения OA в $O'A'$ при отклонении от оси вращения в течении одного оборота.

Если подача в наиболее удаленной точке A имеет величину S_L , тогда в месте расположения бесконечно малого участка она станет равной:

$$S_{dL} = S_L \cdot L/L_0. \quad (3)$$

Таким образом, глубина резания будет всегда изменяться по длине рабочего органа с переменной положения бесконечно малого участка.

Элементарные величины окружной и радиальной компонент силы резания возникающие на участке dL аналогично выражениям (2) примут вид:

$$dP_y = \psi' dP_z, \quad dP_z = k' \left(S_L \cdot \frac{L}{L_0} \right) dL, \quad (4)$$

где k' – опытный коэффициент устанавливающий воздействие на силу P_z факторов сопутствующих процессу разрыхления и остающихся неизменными, Н/м²; ψ' – коэффициент учета характера перемещения рабочего органа (вращение с угловой скоростью ω_{ep} при одновременном отклонении с угловой скоростью ω_{om} , когда наблюдается преобладание радиальной составляющей силы резания над окружной).

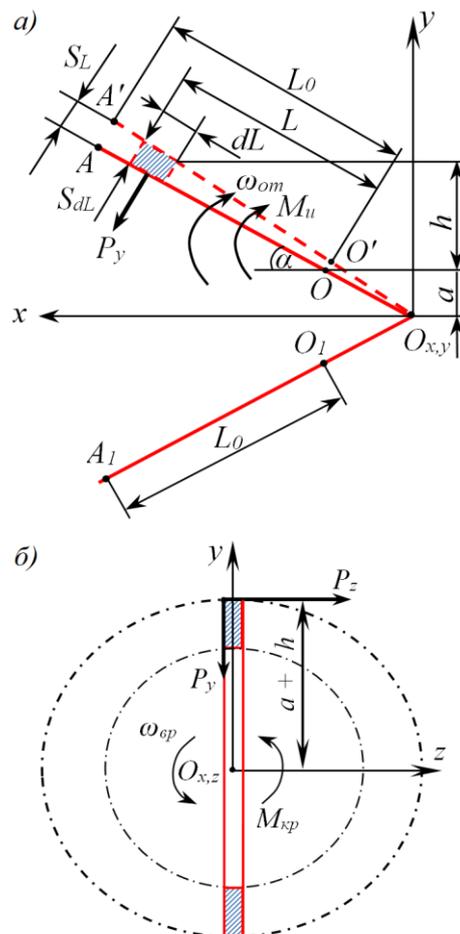


Рис. 5. Схема к определению действующих на рабочий орган сводообрушителя нагрузок: а - вид сбоку; б - вид спереди

Произведя по порядку интегрирование выражения (4) по длине L_0 и углу отклонения α рабочего органа можно найти полные величины отдельных компонентов силы резания P_z , P_y и создаваемые ими крутящий и изгибающий моменты $M_{кр}$, M_u :

$$\left. \begin{aligned} P_z &= \frac{k'S_L L_0}{2} \\ P_y &= \psi'P \\ M_{кр} &= k'S_L \left(\frac{aL_0}{2} + \frac{L_0^2 \sin \alpha}{3} \right) \\ M_u &= \frac{k'\psi'S_L L_0^2}{3} \end{aligned} \right\}, \quad (5)$$

Далее, воспользовавшись формульными выражениями моментов (5), можно найти нужную для разрыхления мощность:

$$N_{раз} = k'S_L \left[\left(\frac{a}{2} + \frac{1}{3\pi} \right) L_0 + \frac{\psi' L_0^2}{3 \sin \omega_{ом} t} \right] \omega_{вр}, \quad (6)$$

где $\omega_{вр}$, $\omega_{ом}$ – угловые скорости вращения и отклонения соответственно, рад/с; $\omega_{ом} t = \alpha$ – угол отклонения; t – время работы, с; a – проекция на ось Y отрезка рабочего органа, который из-за особенностей устройства сводообрушителя может не находиться во взаимодействии с сыпучим материалом, м.

Когда рабочий орган устройства совершает перемещение в уже разуплотненном материале, то он испытывает общее сопротивление от сил лобового и бокового сопротивлений \vec{F}_L , \vec{F}_B :

$$\vec{F} = \vec{F}_L + \vec{F}_B. \quad (7)$$

Как показано на рис. 6, бесконечно малый участок dL рабочего органа имеет сечение 1 (заштрихован) расположенный на расстоянии L . В процессе работы кромкой CD рабочего органа происходит подрезание слоя материала толщиной AD сопровождаемое возникновением призмы волочения 2 (призматическая фигура треугольного сечения с основанием ADF_1).

Передняя вращаемая грань ABE_1F_1 призмы волочения сформированной на бесконечно малом участке рабочего органа подвержена со стороны разуплотненного материала воздействию сил нормального давления N_1

и трения F_{mp1} . Верхняя отклоняемая в направлении подачи сторона $ABEF$ нагружена силами N_2 и F_{mp2} .

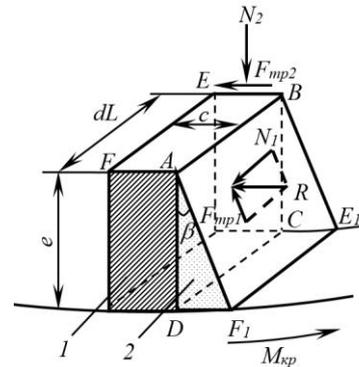


Рис. 6. Действие на рабочий орган сил лобового и бокового сопротивления со стороны разуплотненного материала

Составляющие нормального давления N_1 и N_2 зависят от силы давления оказываемого сыпучим материалом на длину рабочих органов L :

$$p = \rho g L, \quad (8)$$

где ρ – плотность разуплотненного материала, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с².

Выражения для каждого из элементарных компонентов лобового и бокового сопротивления, которые действуют на грани бесконечно малого участка dL рабочего органа со стороны разуплотненного материала представлены в виде:

$$\left. \begin{aligned} dN_1 &= \frac{pe}{\cos \beta} \cdot dL \\ dF_{mp1} &= fN_1 \\ dN_2 &= pc \cdot dL \\ dF_{mp2} &= fN_2 \end{aligned} \right\}, \quad (9)$$

где c , e – геометрические параметры поперечного сечения рабочего органа, м; β , f – угол внутреннего и коэффициент внешнего трения груза соответственно.

Векторная сумма всех составляющих лобового и бокового сопротивления рабочему органу:

$$d\vec{F}_{conp} = d\vec{N}_1 + d\vec{F}_{mp1} + d\vec{N}_2 + d\vec{F}_{mp2}. \quad (10)$$

Числовое значение элементарной силы сопротивления, действующей со стороны разрыхленного материала на бесконечно малом участке рабочего органа длиной dL с учетом (3) и (9) составит:

$$dF_{comp} = \rho g L \left(\frac{e\sqrt{1+f^2}}{\cos \beta} + cf \right) dL, \quad (11)$$

Далее посредством интегрирования (11) по длине L_0 и углу отклонения α находится полная сила сопротивления F_{comp} и направленный на ее преодоление крутящий момент $M_{кр}^{comp}$:

$$\left. \begin{aligned} F_{comp} &= \rho g \frac{L_0^2}{2} \left(\frac{e\sqrt{1+f^2}}{\cos \beta} + cf \right) \\ M_{кр}^{comp} &= \rho g \left(\frac{e\sqrt{1+f^2}}{\cos \beta} + cf \right) \times \\ &\times \left(\frac{aL_0^2}{2} + \frac{L_0^3 \sin \alpha}{3} \right) \end{aligned} \right\}, \quad (12)$$

Мощность требуемая для формирования момента $M_{кр}^{comp}$ имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} N_{comp} &= \rho g \left(\frac{e\sqrt{1+f^2}}{\cos \beta} + cf \right) \times \\ &\times \left(\frac{aL_0^2}{2} + \frac{L_0^2 \sin \alpha}{3} \right) \omega_{ep} \end{aligned} \right\}. \quad (13)$$

На рис. 7, а представлена расчетная зависимость суммарной мощности по разрыхлению отрубей в бункере $N_{сум} = N_{раз} + N_{comp}$ от изменяемых величин длины рабочих органов $L_0 = 0,20 \dots 0,45$ м, их подачи $S_L = 0,020 \dots 0,045$ м и угловой скорости вращения $\omega_{ep} = 0,17 \dots 0,37$ с⁻¹ при постоянстве остальных составляющих выражений (6) и (13): $k' = 40$ кПа (можно принять как давление столба слежавшегося материала); $a = 0,07$ м; $\psi' = 0,05$ (величина данного коэффициента объясняется значительно превосходящей величиной перемещения любого сечения рабочего органа за один оборот с угловой скоростью ω_{ep} , над перемещением в направлении

подачи с угловой скоростью ω_{om} , что в свою очередь дает основание предполагать значительное превосходство составляющей P_y над P_z); $\alpha = 90^\circ$ (максимальное отклонение рабочего органа до соприкосновения со стенкой); $\beta = 35^\circ$, $\rho = 400$ кг/м³; $e = 0,025$ м; $c = 0,01$ м.

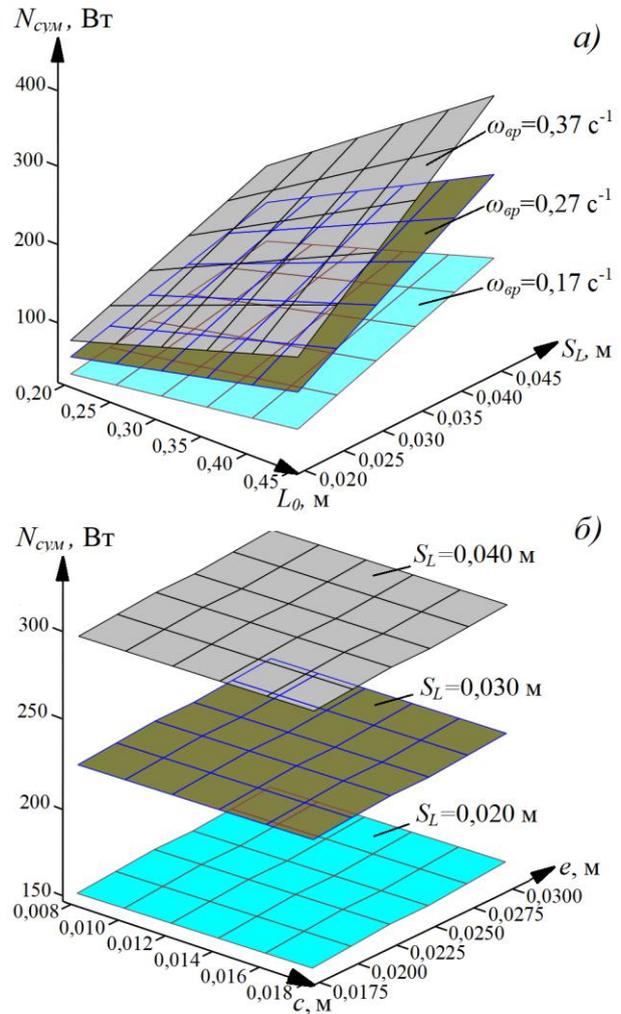


Рис. 7. Зависимость мощности от конструктивно-режимных параметров сводообрушителя: а - длины и подачи рабочих органов; б - размеров поперечного сечения рабочих органов

На рисунке 7, б показана взаимосвязь затрачиваемой мощности и размеров поперечного сечения рабочих органов, изменяемых в следующих пределах: $c = 0,008 \dots 0,018$ м и $e = 0,0175 \dots 0,0300$ м.

5. Анализ результатов исследований

При анализе представленных на рис. 7, а графиков видно, что по любому из изменяемых параметров наблюдается увеличение затрачиваемой мощности в диапазонах:

$$N_{\text{сум}} = 34 \dots 165 \text{ Вт при } \omega_{\text{вр}} = 0,17 \text{ с}^{-1};$$

$$N_{\text{сум}} = 56 \dots 271 \text{ Вт при } \omega_{\text{вр}} = 0,27 \text{ с}^{-1};$$

$$N_{\text{сум}} = 76 \dots 372 \text{ Вт при } \omega_{\text{вр}} = 0,37 \text{ с}^{-1}.$$

Влияние длины рабочих органов на мощность напрямую связано с увеличением объема взаимодействия с материалом. Оптимальное значение длины может быть любым из используемого диапазона $L_0 = 0,20 \dots 0,45$ м, если только обеспечивается эффективная выгрузка бункера. Что касается подачи, то ее взаимосвязь с мощностью согласно выражениям (5) объясняется влиянием только на возникающие силы и моменты (на объем разрыхляемого материала и, как следствие, на эффективность работы, ее величина не сказывается). Поэтому оптимальным значением подачи может быть то, что приводит к снижению затрат мощности и снижению нагрузок на рабочие органы, т.е. минимальное ($S_L = 0,020$ м).

На снижение величины затрачиваемой мощности также повлияет снижение угловой скорости вращения рабочих органов до $\omega_{\text{вр}} = 0,17 \text{ с}^{-1}$, при условии, что связанное с этим одновременное увеличение продолжительности работы устройства не скажется негативным образом на технологический процесс разгрузки.

Затраты мощности в рамках постоянства максимальных значений длины $L_0 = 0,45$ м и

угловой скорости $\omega_{\text{вр}} = 0,37 \text{ с}^{-1}$ не подвержены заметному влиянию со стороны изменений размеров поперечного сечения рабочих органов, как видно из плоского характера графиков на рис. 7, б, но заметно снижаются при уменьшении подачи:

$$N_{\text{сум}} = 295 \dots 298 \text{ Вт при } S_L = 0,040 \text{ м};$$

$$N_{\text{сум}} = 224 \dots 226 \text{ Вт при } S_L = 0,030 \text{ м};$$

$$N_{\text{сум}} = 153 \dots 155 \text{ Вт при } S_L = 0,020 \text{ м}.$$

6. Заключение

Полученные математические выражения учитывают основные физико-механические свойства разрыхляемого материала и конструктивно-режимные параметры сводообрушителя отражающие характер движения его рабочих органов в пространстве бункера. Основным параметром, влияющим на мощность, затрачиваемую при разрыхлении материала, является подача рабочих органов. Нарастивание длины рабочего органа также приводит к возрастанию мощности, но может потребоваться только в связи с необходимостью увеличения объема разрыхления, достаточного для достижения эффективной выгрузки материала.

Результаты расчета могут быть применены при конструировании опытного образца устройства.

В дальнейших исследованиях планируется разработать математические модели работы сводообрушителей имеющих другую конфигурацию рабочих органов (гибкие скребки и шарнирно-сочлененные звенья).

Список литературы

1. Зенков Р.Л., Гриневич Г.П., Исаев В.С. Бункерные устройства. М.: Машиностроение, 1977. 223 с.

2. Прохоренков В.Д. Исследование рабочего процесса и обоснование параметров мобильного порционного раздатчика кормов свиноматкам: дисс. ... канд. техн. наук. Саратов: ИМСХ, 1976. 189 с.

3. Тищенко М.А. О равномерности выдачи кормов из цилиндрических бункеров

References

1. Zenkov R.L., Grinevich G.P., Isaev V.S. *Bunkernye ustroystva* [Bunker devices]. Moscow, Mashinostroenie, 1977. 223 p. (In Russian)

2. Prokhorenkov V.D. Study of the workflow and justification of the parameters of a mobile portion distributor of feed for sows. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Saratov. 1976. 189 p. (In Russian)

3. Tishchenko M.A. On the uniformity of feed delivery from cylindrical bunkers by a

разгрузчиком скребкового типа // Вопросы механизации и электрификации сельскохозяйственного производства: сборник научных трудов ВНИИМЭСХ. 1971. Вып. 14. С. 177-186.

4. Горюшинский И.В. Совершенствование рабочего процесса и обоснование параметров бункерного устройства с побудителем скребкового типа для выпуска комбикорма и его компонентов: дисс. ... канд. техн. наук. Саратов: СГАУ, 1997. 121 с.

5. Третьяков Г.М. Совершенствование рабочего процесса и обоснование параметров цилиндрического бункерного устройства с побудителем типа лопастного колеса для выпуска компонентов комбикорма: дисс. канд. техн. наук. Саратов: СГАУ, 1998. 119 с.

6. Кононов И.И. Совершенствование процесса функционирования бункерных хранилищ транспортно-складских комплексов для сыпучих грузов: дисс. ... канд. техн. наук. Саратов: СГАУ, 2002. 158 с.

7. Денисов В.В. Совершенствование складирования и выпуска из бункеров сводообразующих компонентов комбикорма: дисс. ... канд. техн. наук. Саратов: СГАУ, 2001. 153 с.

8. Денисов В.В., Кожевников В.А. Устройства для выпуска трудноразсыпучих материалов из силосов // Комбикорма. 2001. № 5. С. 17.

9. Переносной сводоразрушитель-очиститель / Г.М. Третьяков. – Патент РФ на изобретение № 2190486. Заявл. 04.10.2000, № 2000124913. Оpubл. 10.10.2002. Бюл. № 28.

10. Сводообрушитель-очиститель / Г.М. Третьяков, Е.П. Дудкин, В.С. Горюшинский, И.В. Горюшинский, Е.В. Горюшинская. – Патент РФ на изобретение № 2191078. Заявл. 19.04.2001, № 2001110578. Оpubл. 20.10.2002. Бюл. № 29.

11. Переносной сводообрушитель-очиститель / Г.М. Третьяков, В.С. Горюшинский, И.В. Горюшинский, В.Л. Шур, В.А. Кожевников. – Патент РФ на изобретение № 2201813. Заявл. 23.01.2001, № 2001102165. Оpubл. 10.04.2003. Бюл. №10.

12. Бобров В.Ф. Основы теории резания металлов. М: Машиностроение, 1975. 344 с.

scraper-type unloader. *Voprosi mekhanizatsii i elektrofikatsii selskokhozaystvennogo proizvodstva: sbornik nauchnikh trudov VNIIMESKh*, 1971, Issue 14, pp. 177-186. (In Russian)

4. Goryushinsky I.V. Improvement of the workflow and justification of the parameters of a hopper device with a scraper-type mixer for the production of compound feed and its components. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Saratov. 1997. 121 p. (In Russian)

5. Tretyakov G.M. Improvement of the working process and justification of the parameters of a cylindrical hopper device with a paddle wheel type inductor for the release of components of a combined feed. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Diss. Cand. Sci. (Engineering). Saratov. 1998. 119 p. (In Russian)

6. Kononov I.I. Improvement of the process of functioning of bunker storages of transport and warehouse complexes for bulk cargoes. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Diss. Cand. Sci. (Engineering). Saratov. 2002. 158 p. (In Russian)

7. Denisov V.V. Improvement of storage and release of feed-forming components from bunkers. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Diss. Cand. Sci. (Engineering). Saratov. 2001. 153 p. (In Russian)

8. Denisov V.V., Kozhevnikov V.A. Devices for the release of hard-to-loose materials from silos. *Kombikorma*, 2001, No. 5, p. 17. (In Russian)

9. Patent RU 2190486. Perenosnoy svodorazrushitel-ochistitel [Portable arch-breaker-cleaner]. Tretyakov G.M. Declared 04.10.2000. Published 10.10.2002. (In Russian)

10. Patent RU 2191078. Svodoobrushitel-ochistitel [Arch-breaker-cleaner]. Tretyakov G.M., Dudkin E.P., Goryushinsky V.S., Goryushinsky I.V. Declared 19.04.2001. Published 20.10.2002. (In Russian)

11. Patent RU 2201813. Perenosnoy svodoobrushitel-ochistitel [Portable arch-breaker-cleaner]. Tretyakov G.M., Goryushinsky V.S., Goryushinsky I.V., Shur V.L., Kozhevnikov V.A. Declared 23.01.2001. Published 10.04.2003. (In Russian)

12. Bobrov V.F. *Osnovy teorii rezaniya metallov* [Fundamentals of the theory of metal cutting]. Moscow, Mashinostroenie, 1975. 344

13. Ящерицын П.И., Фельдштейн Е.Э.,
Корниевич М.А. Теория резания. М: Новое
знание, 2006. 512 с.

14. Добронравов С.С., Дронов В.Г.
Строительные машины и основы автомати-
зации. М.: Высшая школа, 2001. 575 с.

† p. (In Russian)

† 13. Yascheritsyn P.I., Feldstein E.E.,
† Kornievich M.A. *Teoriya rezaniya* [Theory of
† cutting]. Moscow, New Knowledge, 2006. 512
† p. (In Russian)

† 14. Dobronravov S.S., Dronov V.G.
† *Stroitelnye mashiny i osnovy avtomatizatsii*
† [Construction machines and the basics of auto-
† mation]. Moscow, Vysshaya Shkola, 2001. 575
† p. (In Russian)

†