Uzbek Journal “Problems of Mechanics”

научная статья

DOI: 10.68846/pmjournal-2026-37-00013

Исследование влияния плотности семенного валика на деформацию чувствительного элемента фартука линтера

Хамидулла Ахмедов[1*], **Илхом Эргашев**[2], **Лочинбек Далибеков**[2]

[1] Институт механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева, Академия наук Республики Узбекистан, ул. Дурмон йули, 40, Ташкент, 100125, Узбекистан

[2] Ферганский государственный технический университет, ул. Фергана, 86, Фергана, 150100, Узбекистан

[*] **Автор для корреспонденции:** hamidulla009@inbox.ru

Поступила: 08 июля 2026 | **Доработана:** 15 августа 2026 | **Принята:** 05 сентября 2026 | **Опубликована:** 30 сентября 2026

АННОТАЦИЯ

Актуальность: контроль плотности семенного валика в рабочей камере линтерной машины необходим для стабилизации технологического процесса и снижения энергопотребления. **Методы:** получено аналитическое решение задачи об изгибе консольной чувствительной стенки устройства контроля плотности под действием равномерно распределённой центробежной нагрузки q (уравнения Эйлера–Бернулли); нагрузка определена через частоту вращения рабочих органов, плотность и толщину контактного слоя семенного валика и радиус рабочей камеры и уточнена по сравнению с предшествующим расчётом. Для стальной и медной стенок длиной $L = 260$ мм и шириной $b \approx 180$ мм толщина найдена из условия прочности. **Результаты:** расчётный диапазон нагрузки $q \approx 0,66$–$3,63$ кН/м; при коэффициенте запаса $n_s \geq 1,5$ толщина стальной стенки должна быть не менее 5 мм, твёрдой (наклёпанной) медной — не менее 4,7 мм; отожжённая медь непригодна. Получена калибровочная зависимость максимального прогиба от плотности семенного валика, оценена её чувствительность. **Выводы:** уточнение нагрузки и геометрии существенно меняет рекомендации по толщине стенки по сравнению с предварительным этапом; предложенная методика обосновывает проектирование чувствительного элемента устройства контроля плотности семенного валика линтерной машины.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА

линтер, рабочая камера, семенной валик, устройство автоматического контроля, деформация, центробежная нагрузка, изгибающее напряжение, чувствительный элемент.

Effect of seed-roll density on the deformation of a linter apron sensing element

Khamidulla Akhmedov[1*], **Ilhom Ergashev**[2], **Lochinbek Dalibekov**[2]

[1] Institute of Mechanics and Seismic Stability of Structures named after M.T. Urazbaev, Uzbekistan Academy of Sciences, Durmon Yuli Street 40, Tashkent, 100125, Uzbekistan

[2] Fergana State Technical University, Fergana Street 86, Fergana, 150100, Uzbekistan

[*] **Corresponding author:** hamidulla009@inbox.ru

ABSTRACT

Background: monitoring the density of the seed roll in the working chamber of a linter machine is important for stabilizing the technological process and reducing energy consumption. **Methods:** an analytical Euler–Bernoulli cantilever-beam solution is obtained for the sensing wall of the density-control device under a uniformly distributed centrifugal load q; the load is derived from the rotational speed of the working members, the density and thickness of the contact layer of the seed roll, and the radius of the working chamber, and is revised relative to the earlier calculation. For steel and copper walls of length $L = 260$ mm and width $b \approx 180$ mm, the required thickness is found from a strength criterion. **Results:** the load range is $q \approx 0.66$–3.63 kN/m; for a safety factor $n_s \geq 1.5$ the steel wall must be at least 5 mm thick and the hard-drawn copper wall at least 4.7 mm thick; annealed copper is unsuitable. A deflection–density calibration relationship is obtained and its sensitivity is estimated. **Conclusions:** correcting the load and the geometry substantially changes the wall-thickness recommendations compared with the preliminary stage; the proposed procedure provides a justified basis for designing the sensing element of the seed-roll density-control device of a linter machine.

KEYWORDS

linter, working chamber, seed roll, automatic control device, deformation, centrifugal load, bending stress, sensing element.

1. Введение

Известно, что хлопковое волокно после отделения волокон от семян в пильной волокноотделительной машине с помощью шнеков передается на линтерные машины для переработки семян. После процесса джинирования хлопка в семенах остается слой воло-

кон, называемый линтом и делинтом. В зависимости от селекционного и промышленного сорта перерабатываемого хлопка после джинирования в семенах остается различное количество пуха и короткого пуха (относительно исходной массы семян): в семенах средневолокнистого хлопка 11–17%, а в семенах длинноволокнистого хлопка 2,4–5% [1].

В начальный период развития хлопкоочистительной промышленности линтерование, то есть отделение линта, не проводилось на хлопкоочистительных предприятиях, поскольку линт считался продуктом, не используемым в хозяйстве. В результате поэтапного развития технологии первичной переработки хлопка в 1869 году был выдан патент на производство первой линтерной машины [2].

Первоначально были созданы линтеры марки ХЛО, которые устанавливались на хлопкоочистительных и маслобойных предприятиях. В результате исследований был разработан линтер марки ХЛФ, и в результате его усовершенствования на хлопкоочистительных предприятиях стали применяться 160-пильные линтеры ПО-160, а затем линтеры марки ПОМ-160. Затем был разработан линтер марки РМР-160, обладающий высокой производительностью по семенам хлопчатника и линту [3, 4]. Рабочая камера этого линтера отличается от рабочих камер приведенного выше линтера тем, что входная часть семян расширена и установлен растрепатель диаметром 130 мм. Его частота вращения увеличена до 500 об/мин, а также установлен двухбарабанный питатель-очиститель [5].

Анализ научных исследований по автоматизации линтерной машины показывает, что научные работы в основном направлены на снижение потребления электроэнергии за счет совершенствования электропривода машины. Предложены новые технологические решения по повышению эффективности работы машины, новые очистительные устройства для повышения энерго- и ресурсоэффективности автоматизированных технологических процессов, усовершенствование устройства очистки и рабочих частей линтера, направленное на повышение эффективности процесса, экономии ресурсов и качества [6, 7]. Отдельное направление составляют работы по резистивным и ёмкостным датчикам влажности и давления хлопка-сырца, а также по динамическому анализу приводных механизмов джино- и линтерного оборудования, показывающие растущий интерес к встроенным чувствительным элементам в хлопкоперерабатывающих машинах [8, 9].

Распределительный шнек семян хлопчатника опускает в шахту, расположенную над линтером. Из шахты семена поступают в питатель типа КПП, где они попадают на приемный валик, приводимый в движение импульсным вариатором, откуда они попадают в растрепательный-выравнивающий колково-планчатый барабан. Валик, принимающий семена, движется от 0 до 20 об/мин в зависимости от плотности семенного валика. Колково-планчатый барабан перетаскивает семена через поверхность сетки с отверстиями 2,5 × 3 мм. Под действием колков и планок, а также за счет воздушного потока, создаваемого центробежной силой и вращением планки, семена очищаются от мелких примесей и загрязнений, которые сбрасываются вниз и поступают на конвейер отходов. Зазор между планкой и сеткой составляет 10–15 мм, что предотвращает повреждение семян [10, 11].

Причиной равномерного попадания семян в рабочую камеру линтера и интенсивного трепания или прочесывания является шахматное расположение колков – планок и их равномерное вращение. По этим причинам плотность семенного валика в рабочей камере остается равномерной и приводит к равномерному оголению семян (снятию линта с семян), что снижает степень повреждения семян (рис. 1).

За счет вращающегося распылителя (5) и пильного цилиндра (6) в рабочей камере (4) линтера семена, поступающие в камеру, образуют вращающийся семенной валик. Зубья пилы входят в валик семян и захватывают или соскребают волокнистую массу с поверхности семян: это называется пухом.

Линт, подвешенный к зубьям пилы, удаляется из рабочей камеры по мере вращения пилы. При этом большое значение имеет плотность семенного валика, потому что чем больше плотность, тем больше линта захватывает пила. В результате повышается производительность линтера по линту. Волокно, захваченное зубьями пилы, проходит через зазор колосника и достигнув сапло воздушного отделения за счет скорости воздуха, выходящего из него отделяется от зубьев пилы. Выделяя линт, он сбрасывает его вниз, в горловину воздушной камеры, откуда линт вместе с воздухом поступает в конденсор. Воздух, выходящий из сапло, отделяет линт от зуба пилы, а за счет положения расположенной там рейки улюка отделяет отходы, содержащиеся в линте, и сбрасывает их на конвейер для транспортировки отходов [10].



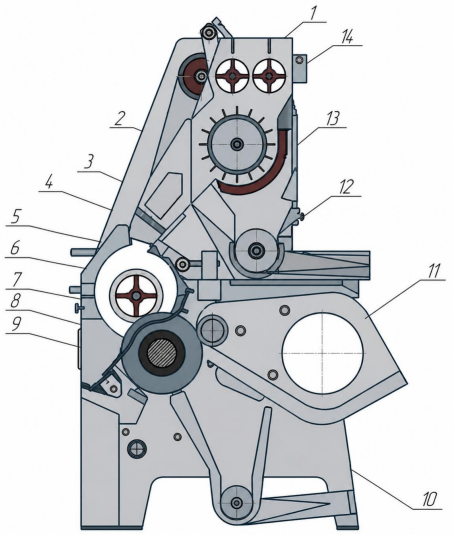


Рисунок 1. Линтер 5-LP (схема заимствована из паспорта пильного волокноотделителя 4ДП-130 [11] и переработана авторами): 1 — питатель типа КПП; 2 — семяобразующий лоток; 3 — резиновая заслонка, предотвращающая обратный выход семян из рабочей камеры; 4 — рабочая (семенная) камера; 5 — распылитель; 6 — пильный цилиндр; 7 — воздушная камера; 8 — конвейер улюка; 9 — конвейер отходов; 10 — электропереключатель; 11 — основание.

Контролируя плотность семенного валика в рабочей камере линтера и согласуя число оборотов валиков, подающих семена в рабочую камеру, с этой плотностью, можно снизить расход электроэнергии в основном электродвигателе, приводящем в движение пильный цилиндр, и сохранить качество продукции. Такой подход опирается на классические методы сопротивления материалов, применяемые при проектировании подобных устройств [12].

Цель настоящей работы — обосновать из условия прочности толщину чувствительной стенки устройства контроля плотности семенного валика линтерной машины и получить аналитическую зависимость её деформации от плотности семенного валика. Основной вклад работы — уточнённая методика определения центробежной нагрузки на стенку и вытекающие из неё требования к толщине стальной и медной стенок.

2. Методы

2.1. Расчётная модель чувствительной стенки

Чувствительная стенка устройства постоянного контроля плотности семенного валика в рабочей камере линтера изготавливается из одного из двух материалов: стали или меди. На эту стенку со стороны вращающегося семенного валика действует распределённая центробежная сила. Устройство автоматической регистрации плотности сырья устанавливается на верхнем фартуке рабочей камеры. По длине фартука одновременно устанавливаются 2–3 таких устройства, выполняющих одинаковую функцию и работающих в динамическом процессе машины.

Рассматриваемая чувствительная стенка моделируется как консольная балка длиной L, закреплённая одним концом и нагруженная равномерно распределённой нагрузкой q (рис. 2). Такая идеализация оправдана тем, что длина свободного участка стенки ($L = 260$ мм) существенно превышает толщину стенки (h порядка нескольких миллиметров, см. раздел 3), так что на масштабе изгиба применима гипотеза плоских сечений. Вместе с тем радиус кривизны рабочей камеры в месте установки стенки $R \approx 205$–209 мм сопоставим по порядку величины с длиной L (рис. 2), поэтому в разделе 4 отдельно обсуждается область применимости модели прямой призматической балки и необходимость её уточнения (теория криволинейных балок, оболочечная или конечноэлементная модель) для более точного анализа в дальнейшем.

В стандартной теории плоской балки используется следующее дифференциальное уравнение:

$$EI_x \frac{d^4 y(x)}{dx^4} = q \tag{1}$$

Здесь E — модуль Юнга материала (Па), I_x — второй момент сечения (м^4), x — измеренное расстояние от закрепленного конца (м). Для интегрирования (1) нам понадобятся следующие граничные условия.

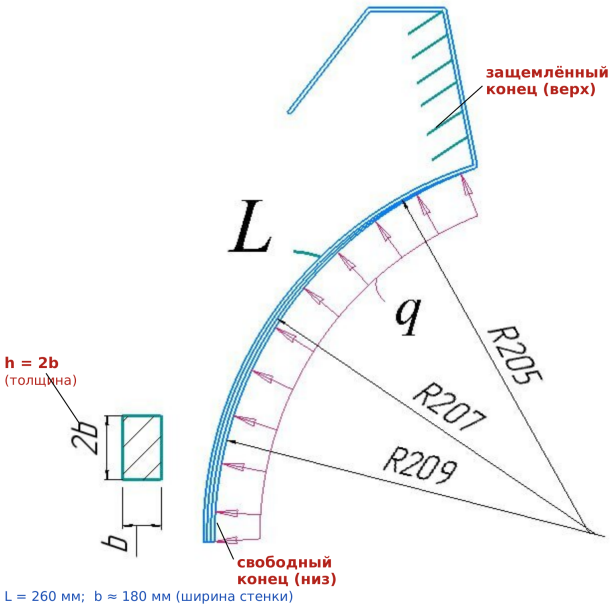


Рисунок 2. Расчётная схема чувствительной стенки устройства (конструктивная форма стенки показана по фактической криволинейной геометрии; в расчёте (1)–(7) она идеализируется прямой консольной балкой длиной $L = 260$ мм, см. обсуждение в разделе 4): $b \approx 180$ мм — ширина стенки (в плоскость чертежа), h — толщина, $R = 205$–209 мм — радиус кривизны рабочей камеры.

На защемлённом конце балки крепление обеспечивается жёстким зажимом стенки в корпусе устройства, что физически реализует условия нулевого перемещения и нулевого угла поворота:

$$\begin{aligned} x = 0, \qquad & y(0) = 0, \\ x = 0, \qquad & y'(0) = 0. \end{aligned} \tag{2}$$

Противоположный конец стенки не имеет дополнительных ограничителей и не контактирует с другими элементами фартука, поэтому на нём момент и поперечная сила равны нулю — условия свободного конца консоли:

$$\begin{aligned} &\text{Момент 0: } x = L, && M(L) = EI_x\, y''(L) = 0 \;\Rightarrow\; y''(L) = 0, \\ &\text{Поперечная сила 0: } x = L, && Q(L) = EI_x\, y'''(L) = 0 \;\Rightarrow\; y'''(L) = 0. \end{aligned} \tag{3}$$

Если в конкретной конструкции свободный конец стенки соприкасается с соседними элементами фартука или ограничителями хода, граничные условия (3) и вытекающее из них решение (4) неприменимы и должны быть заменены соответствующими контактными условиями. Последовательно интегрируя уравнение (1) четыре раза (первый интеграл даёт поперечную силу Q, второй — изгибающий момент M, третий — угловую $\varphi(x) = y'(x)$, а четвёртый — линейное $y(x)$ перемещение) и определяя постоянные интегрирования $C_1, \ldots, C_4$ из граничных условий (2) и (3) ($C_3 = C_4 = 0$, $C_1 = -qL/(EI_x)$, $C_2 = qL^2/(2EI_x)$), получаем окончательное выражение для линейного перемещения (прогиба):

$$y(x) = \frac{qx^2}{24EI_x}\left(x^2 - 4Lx + 6L^2\right) \tag{4}$$

Максимум прогиба достигается на свободном конце: $y_{\max} = y(L) = qL^4/(8EI_x)$. Если мы возьмём одну производную от (4), это даёт угол поворота сечения (slope):

$$\varphi(x) = y'(x) = \frac{qx^3}{6EI_x} - \frac{qLx^2}{2EI_x} + \frac{qL^2x}{2EI_x} = \frac{qx}{6EI_x}\left(x^2 - 3Lx + 3L^2\right) \tag{5}$$

с максимумом также на свободном конце: $\varphi_{\max} = \varphi(L) = qL^3/(6EI_x)$.

Кроме прогиба и угла поворота, для оценки прочности стенки устройства необходимо знать распределение изгибающего напряжения по её длине. Из второго интеграла следует, что изгибающий момент в сечении x равен

$$M(x) = EI_x\, y''(x) = \frac{q}{2}(x - L)^2 \tag{6}$$

что совпадает с известной формулой изгибающего момента консольной балки, нагруженной равномерно распределенной нагрузкой [12]. Тогда нормальное (изгибающее) напряжение в крайнем волокне сечения находится по формуле Навье

$$\sigma(x) = \frac{M(x)\, h}{2I_x} = \frac{3q(L - x)^2}{b\, h^2} \tag{7}$$

где b — ширина стенки, h — её толщина, а момент инерции прямоугольного сечения принят равным $I_x = bh^3/12$. Максимальное напряжение возникает в защемлённом сечении ($x = 0$): $\sigma_{\max} = \sigma(0) = 3qL^2/\left(bh^2\right)$; оно используется ниже для оценки запаса прочности стенки. Отметим, что $\sigma_{\max}$ не зависит от модуля Юнга E, а определяется только нагрузкой q и геометрией сечения, тогда как $y_{\max}$ и $\varphi_{\max}$ обратно пропорциональны E.

Все расчёты по формулам (4), (5) и (7) выполнены в программе Python; сама программа проверена аналитически (подраздел 2.3) и приведена в разделе «Доступность данных».

2.2. Определение величины центробежной нагрузки q

Нагрузка q представляет собой центробежную силу, отнесённую к единице длины стенки L, с которой вращающийся семенной валик действует на чувствительную стенку устройства в рабочей камере линтера (рис. 2). В соответствии с классической формулой центробежной силы для вращающейся массы [12]

$$q = \mu\, \omega^2 R \tag{8}$$

где μ — масса контактирующего со стенкой слоя семенного валика, приходящаяся на единицу длины стенки (кг/м); $\omega = \pi n/30$ — угловая скорость вращения рабочего органа (пильного цилиндра), рад/с, где n — частота вращения, об/мин; R — радиус кривизны рабочей камеры в месте установки стенки (рис. 2, R = 205–209 мм).

Величина μ определяется как произведение объёмной плотности уплотнённого семенного валика ρ_c на ширину стенки b и толщину контактирующего слоя семян δ:

$$\mu = \rho_c\, b\, \delta \tag{9}$$

Формулы (8)–(9) представляют собой упрощённую инженерную модель нагрузки: семенной валик — это уплотнённая зернистая (гранулированная) среда, а не жёсткий вращающийся цилиндр, и реальное контактное давление на стенку определяется также межчастичным трением, локальным уплотнением семян, геометрией камеры и динамическими пульсациями потока. Формулы (8)–(9) следует рассматривать как оценку среднего по времени значения нагрузки, применимую в диапазоне параметров, указанном ниже; экспериментальная проверка распределения давления по длине стенки является предметом дальнейшей работы (см. раздел 4).

Частота вращения рабочих органов линтерных машин типа ПОМ-160/РМР-160, указанная в их технических характеристиках и в литературе [3, 4], лежит в пределах n = 600–950 об/мин, а плотность уплотнённого семенного валика в рабочей камере, по данным этих же источников, ρ_c = 450–650 кг/м^3. Ширина стенки $b \approx 0,18$ м, толщина контактирующего слоя семян $\delta \approx 0,010$–$0,015$ м, радиус $R \approx 0,205$–$0,209$ м. Подставляя указанные диапазоны в формулы (8)–(9), получаем интенсивность распределенной нагрузки

$$q = 0,66\text{–}3,63 \text{ кН/м} \tag{10}$$

что и принято в качестве расчётного диапазона нагрузок в настоящей работе; нижняя граница соответствует минимальной частоте вращения и минимальной плотности валика, верхняя граница — максимальным значениям указанных параметров. Данный диапазон уточняет диапазон, использованный на предшествующих этапах исследования, и получен путём непосредственной подстановки принятых значений n, ρ_c, b, δ, R в формулы (8)–(9) с проверкой единиц измерения на каждом шаге (все величины приведены к СИ перед вычислением).

2.3. Проверка вычислений

Поскольку в предшествующей версии работы была обнаружена несогласованность между построенными графиками прогиба и аналитическим решением (4), все вычисления в настоящей редакции выполнены заново и проверены следующим образом: (i) все величины переведены в единицы СИ (м, Н, Па) до вычислений, без смешения мм, кН и МПа внутри программы; (ii) для каждого сочетания q, E, h численно проверено, что $y(x)$ монотонно возрастает от нуля при $x = 0$ до максимума при $x = L$, а $\sigma(x)$ монотонно убывает от максимума при $x = 0$ до нуля при $x = L$, как и требуют формулы (4) и (7); (iii) отношение прогибов медной и стальной стенок одинаковой толщины при одинаковой нагрузке сопоставлено с отношением модулей Юнга $E_{\text{ст}}/E_{\text{Cu}}$ — расхождение не превышает долей процента, что соответствует формуле (4).

3. Результаты

3.1. Требуемая толщина стенки

Расчёт запаса прочности стенки при нагрузке (10) показывает, что толщина стенки $h = 1$–2 мм, рассматривавшаяся на предшествующем этапе исследования, не обеспечивает требуемого запаса прочности: даже при минимальной нагрузке $q_{\min} = 0,66$ кН/м напряжение в защемлённом сечении стенки толщиной 2 мм составляет $\sigma \approx 45$ МПа, а при максимальной нагрузке $q_{\max} = 3,63$ кН/м оно достигает $\sigma_{\max} \approx 1020$ МПа, что более чем в 4 раза превышает предел текучести стали 3 ($\sigma_{\text{T}} \approx 245$ МПа). Поэтому толщина стенки должна быть пересчитана из условия прочности, а не принята произвольно.

На рис. 3 показана зависимость максимального прогиба $y_{\max}$ и максимального напряжения $\sigma_{\max}$ от толщины стенки h при максимальной нагрузке $q = q_{\max}$ для стали и меди. Поскольку $\sigma_{\max} = 3qL^2/(bh^2)$ не зависит от модуля Юнга, кривая $\sigma_{\max}(h)$ одна и та же для обоих материалов; требуемая толщина определяется её пересечением с пределом текучести соответствующего материала.

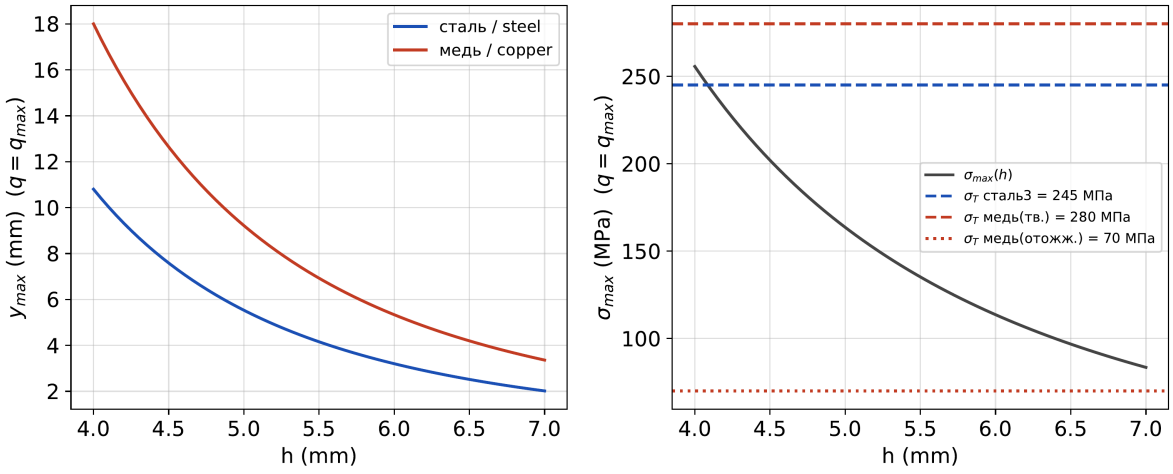


Рисунок 3. Зависимость максимального прогиба (слева) и максимального напряжения (справа) от толщины стенки при $q = q_{\max} = 3{,}63$ кН/м. Горизонтальные линии показывают пределы текучести стали 3, твёрдой и отожжённой меди.

Из рисунка 3 и таблицы 1 следует, что для стали коэффициент запаса прочности $n_s = \sigma_{\text{T}}/\sigma_{\max} \geq 1,5$ при $q = q_{\max}$ достигается при толщине $h \geq 5,0$ мм; для твёрдой (наклёпанной) меди ($\sigma_{\text{T}} \approx 280$ МПа) требуемая толщина близка к $h \geq 4,7$ мм, а для отожжённой меди ($\sigma_{\text{T}} \approx 70$ МПа) требуемая толщина составила бы около 9,4 мм, что практически нецелесообразно с точки зрения чувствительности датчика — отожжённая медь для данной конструкции признана непригодной. Для дальнейшего анализа приняты три толщины: $h = 5,0$; $5,5$; $6,0$ мм для стали и те же значения для твёрдой меди.

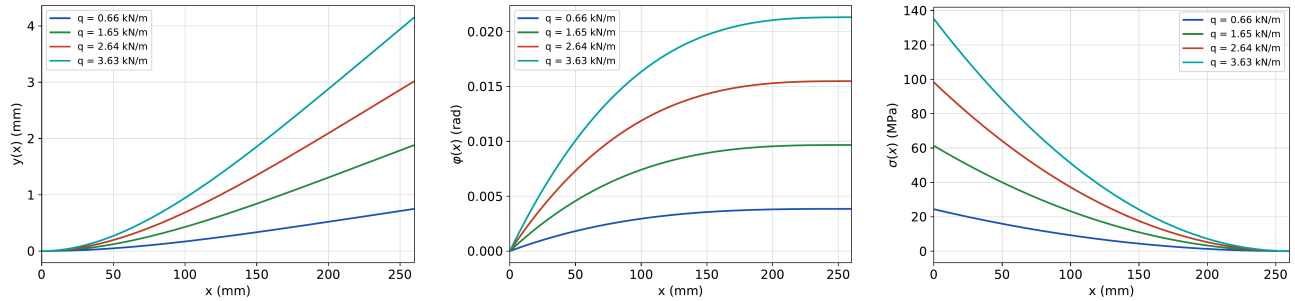
Таблица 1. Основные результаты расчёта (при $q = q_{\max} = 3{,}63$ кН/м, $L = 260$ мм, $b = 180$ мм).

Материал	h, мм	$y_{\max}$, мм	$\varphi_{\max}$, рад	$\sigma_{\max}$, МПа	n_s
Сталь 3	5,0	5,53	0,0284	163,6	1,50
Сталь 3	5,5	4,16	0,0213	135,2	1,81
Сталь 3	6,0	3,20	0,0164	113,6	2,16
Медь (тв.)	5,0	9,22	0,0473	163,6	1,71
Медь (тв.)	5,5	6,92	0,0355	135,2	2,07
Медь (тв.)	6,0	5,33	0,0274	113,6	2,46

3.2. Распределения прогиба, угла поворота и напряжения

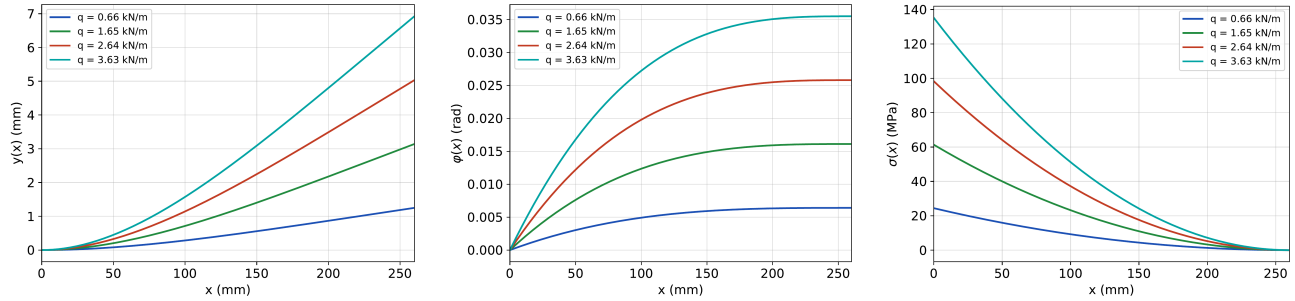
На рис. 4 представлены распределения прогиба $y(x)$, угла поворота $\varphi(x)$ и напряжения $\sigma(x)$ вдоль стенки для стали толщиной $h = 5,5$ мм при четырёх уровнях нагрузки в диапазоне (10); на рис. 5 — те же величины для твёрдой медной стенки той же толщины.

Во всём диапазоне нагрузок (10) максимальный угол поворота не превышает $0,047$ рад ($\approx 2,7°$) даже для меди толщиной 5 мм (табл. 1), что подтверждает применимость линейной теории малых прогибов для выбранного диапазона толщин (см. также раздел 4



(a) **(b)** **(c)**

Рисунок 4. Стенка из стали 3, $h = 5{,}5$ мм, при $q = 0{,}66$–$3{,}63$ кН/м: (а) прогиб, (б) угол поворота, (в) напряжение.



(a) **(b)** **(c)**

Рисунок 5. Стенка из твёрдой (наклёпанной) меди, $h = 5{,}5$ мм, при $q = 0{,}66$–$3{,}63$ кН/м: (а) прогиб, (б) угол поворота, (в) напряжение.

относительно диапазона $h < 5$ мм). При одинаковой толщине и нагрузке отношение прогибов медной и стальной стенок в точности равно отношению модулей Юнга: $y_{\text{Cu}}/y_{\text{ст}} = E_{\text{ст}}/E_{\text{Cu}} = 200/120 \approx 1{,}67$, что и наблюдается в табл. 1 (например, $9{,}22/5{,}53 \approx 1{,}67$ при $h = 5$ мм). Максимальное напряжение $\sigma_{\max}$ при одинаковой толщине одинаково для обоих материалов, поскольку оно не зависит от E (формула (7)).

3.3. Зависимость деформации от плотности семенного валика

Поскольку центральная задача устройства — измерение плотности семенного валика, ниже приведена прямая калибровочная зависимость максимального прогиба стенки от плотности $\rho_{\text{с}}$, полученная подстановкой формул (8)–(9) в выражение $y_{\max} = qL^4/(8EI_x)$ при фиксированных значениях $n = 775$ об/мин (середина эксплуатационного диапазона), $\delta = 12{,}5$ мм, $R = 207$ мм и $h = 5{,}5$ мм:

$$y_{\max}(\rho_{\text{с}}) = \frac{\rho_{\text{с}}\, b\, \delta\, \omega^2 R\, L^4}{8EI_x} \tag{11}$$

В диапазоне $\rho_{\text{с}} = 450$–650 кг/м^3 прогиб стальной стенки изменяется от $1{,}58$ до $2{,}28$ мм, а медной — от $2{,}63$ до $3{,}80$ мм (рис. 6), то есть чувствительность $dy_{\max}/d\rho_{\text{с}}$ составляет приблизительно $3{,}5$ мкм на (кг/м^3) для стали и $5{,}9$ мкм на (кг/м^3) для меди: медная стенка даёт заметно более выраженный сигнал деформации на единицу изменения плотности, что согласуется с более низким модулем упругости меди. Требуемое разрешение датчика перемещения (величина, необходимая для уверенной регистрации изменения плотности $\Delta\rho_{\text{с}}$, представляющего практический интерес) должно определяться исходя из этой чувствительности и является предметом отдельного технического задания на выбор конкретного датчика перемещения (см. раздел 4).

3.4. Динамический характер нагружения

Устройство работает в динамическом процессе линтера, тогда как уравнение (1) является статическим. Правомерность квазистатического подхода можно оценить сравнением собственной частоты изгибных колебаний стенки с частотой возбуждения со стороны вращающихся рабочих органов. Первая собственная частота консольной балки

$$f_1 = \frac{(1{,}875)^2}{2\pi}\sqrt{\frac{EI_x}{\rho_{\text{м}} b h L^4}} \tag{12}$$

где $\rho_{\text{м}}$ — плотность материала стенки, для стальной стенки толщиной $5{,}5$ мм составляет $f_1 \approx 66$ Гц, а для медной той же толщины — $f_1 \approx 48$ Гц. Частота возбуждения, определяемая частотой вращения рабочих органов $n = 600$–950 об/мин, составляет 10–$15{,}8$ Гц. Таким образом, собственная частота стенки в 3–6 раз превышает частоту возбуждения, что качественно обосновывает применимость квазистатической модели (1) в первом приближении; для окончательного вывода необходим более подробный динамический анализ с учётом демпфирования и спектрального состава реальной нагрузки (см. раздел 4).

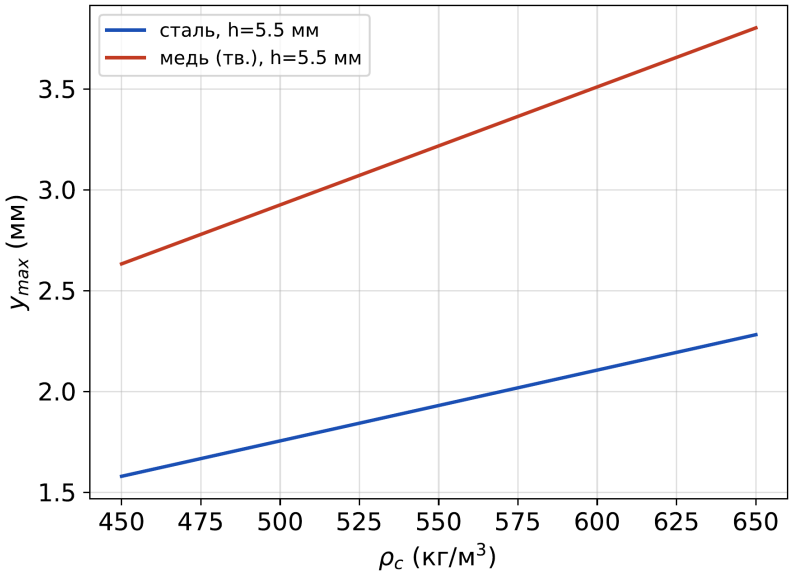


Рисунок 6. Калибровочная зависимость по формуле (11), $h = 5{,}5$ мм, $n = 775$ об/мин.

4. Обсуждение

Настоящая редакция работы содержит полностью пересчитанные основные результаты. Показано, что нагрузка, ранее принятая равной $q = 15$–30 кН/м, не соответствовала собственным исходным данным работы (частоте вращения рабочих органов, плотности семенного валика, геометрии камеры) и была завышена на порядок и более; уточнённый расчёт по формулам (8)–(9) даёт $q = 0,66$–$3,63$ кН/м. Также обнаружено и исправлено несоответствие между построенными ранее графиками прогиба и аналитическим решением (4): исправленные графики (рисунки 4, 5) монотонно возрастают от защемлённого к свободному концу, как и требует теория.

При уточнённой нагрузке толщина стенки 1–2 мм, рассматривавшаяся на предшествующем этапе, не обеспечивает необходимого запаса прочности. Максимальное напряжение линейно зависит от нагрузки и обратно пропорционально квадрату толщины ($\sigma_{\max} \propto q/h^2$), а не квадратично от нагрузки, как было сформулировано на предшествующем этапе; квадратичная зависимость относится к толщине, а не к нагрузке. При одинаковой толщине и нагрузке прогиб медной стенки превышает прогиб стальной ровно в $E_{\text{ст}}/E_{\text{Cu}} \approx 1,67$ раза, что находится в точном соответствии с формулой (4) и устраняет отмеченное ранее нефизичное расхождение.

Представленная модель является инженерным приближением первого уровня и имеет следующие ограничения, которые целесообразно устранить в дальнейшей работе:

1. *Кривизна стенки.* Радиус кривизны рабочей камеры $R \approx 205$–209 мм сопоставим с длиной стенки $L = 260$ мм, поэтому эффекты кривизны балки могут быть не пренебрежимо малыми; целесообразно сопоставить приведённое здесь решение прямой балки с расчётом по теории криволинейных балок либо с оболочечной или конечноэлементной моделью.
2. *Модель нагрузки.* Формулы (8)–(9) описывают нагрузку от вращающегося слоя семян упрощённо, без учёта межчастичного трения, локальной неоднородности плотности и динамических пульсаций; требуется экспериментальное измерение реального давления на стенку.
3. *Равномерность нагрузки.* Нагрузка принята равномерно распределённой по длине стенки; неравномерность давления по длине, если она существенна, требует перехода к функции $q(x)$.
4. *Составная (сталь–медь) конструкция.* В настоящей работе стальной и медный варианты стенки рассчитаны и сопоставлены как независимые альтернативы, а не как единый составной элемент; если в реальной конструкции применяется соединение стали и меди в одном чувствительном элементе, необходим отдельный расчёт совместной работы двух материалов (условия сопряжения, распределение нагрузки между слоями).
5. *Усталостная прочность.* Стенка работает при многократном циклическом нагружении; приведённые коэффициенты запаса n_s являются статическими, тогда как для длительной эксплуатации необходим анализ усталостной прочности (диапазон циклических напряжений, ожидаемое число циклов, предел выносливости материала), особенно для меди.
6. *Преобразование деформации в сигнал.* В настоящей работе не детализируется тип датчика перемещения и способ преобразования механической деформации стенки в электрический сигнал устройства; эти вопросы относятся к отдельной инженерной задаче и требуют указания конкретного типа преобразователя.
7. *Экспериментальная проверка.* Изложенная модель не проверена экспериментально; для подтверждения расчётной калибровочной зависимости (11) необходимо провести измерения при известных значениях плотности семенного валика и сопоставить их с расчётной деформацией (относительная погрешность, калибровочная кривая).

Ни одно из перечисленных ограничений не отменяет основного результата настоящей работы — уточнённой методики определения нагрузки q и вытекающего из неё требования к толщине стенки, — но их устранение необходимо для перехода от инженерной оценки к окончательному конструкторскому решению. Поскольку модель прямой призматической консольной балки является приближением, полученные значения толщины следует рассматривать как обоснованный инженерный ориентир, а не как окончательно

оптимальное решение: термин «оптимальная толщина» в данной работе не используется до проведения формальной оптимизации с явно сформулированным критерием и ограничениями.

5. Выводы

Основные результаты работы сводятся к следующему.

1. Уточнённая по формулам (8)–(9) центробежная нагрузка на чувствительную стенку составляет $q = 0,66$–$3,63$ кН/м; ранее принятый диапазон 15–30 кН/м был завышен на порядок и более.
2. Из условия $n_s \geq 1,5$ толщина стальной стенки должна составлять не менее 5 мм, а толщина стенки из твёрдой (наклёпанной) меди — не менее 4,7 мм; диапазон $h = 5$–6 мм обеспечивает разумный запас прочности для обоих материалов (табл. 1). Отожжённая медь для данной конструкции непригодна.
3. Максимальное напряжение $\sigma_{\max} \propto q/h^2$ не зависит от модуля Юнга; при одинаковых толщине и нагрузке прогиб медной стенки в $E_{\text{ст}}/E_{\text{Cu}} \approx 1,67$ раза больше прогиба стальной.
4. Получена прямая аналитическая зависимость прогиба стенки от плотности семенного валика (11), играющая роль калибровочной характеристики датчика, с чувствительностью порядка 3,5 мкм/(кг/м^3) для стали и 5,9 мкм/(кг/м^3) для меди. Превышение собственной частоты стенки над частотой возбуждения в 3–6 раз качественно подтверждает применимость квазистатической модели.
5. Датчики, регистрирующие перемещение стенки, целесообразно устанавливать в месте её теоретически максимального перемещения, то есть на свободном конце ($x = L$).

Декларации / Declarations

Вклад авторов: концептуализация, Х.А.; методология, Х.А. и И.Э.; формальный анализ, Х.А.; валидация, И.Э.; курирование данных, Л.Д.; написание первоначального варианта рукописи, Х.А.; рецензирование и редактирование текста, Х.А., И.Э. и Л.Д.; визуализация, Л.Д. Все авторы прочитали и одобрили опубликованную версию рукописи.

Author Contributions: Conceptualization, Kh.A.; methodology, Kh.A. and I.E.; formal analysis, Kh.A.; validation, I.E.; data curation, L.D.; writing—original draft preparation, Kh.A.; writing—review and editing, Kh.A., I.E. and L.D.; visualization, L.D. All authors have read and agreed to the published version of the manuscript.

Финансирование: работа выполнена в рамках бюджетного финансирования Института механики и сейсмостойкости сооружений им. М.Т. Уразбаева Академии наук Республики Узбекистан; номер гранта: не применимо.

Funding: This work was carried out within the institutional budget funding of the Institute of Mechanics and Seismic Stability of Structures named after M.T. Urazbaev, Uzbekistan Academy of Sciences; grant number: not applicable.

Одобрение этического комитета: не применимо.

Ethics Approval: Not applicable.

Информированное согласие и согласие на публикацию: не применимо.

Informed Consent and Consent for Publication: Not applicable.

Доступность данных: Python-скрипт с реализацией формул (4), (5), (7), (8)–(9) и (11), исходные параметры и таблицы рассчитанных значений (включая данные для рисунков 3–6) доступны у автора для корреспонденции по обоснованному запросу.

Data Availability Statement: The Python script implementing Eqs. (4), (5), (7), (8)–(9) and (11), the input parameters and the tables of calculated values (including the data for Figures 3–6) are available from the corresponding author upon reasonable request.

Благодарности: для проверки аналитических выкладок, повторного численного расчёта уравнений (4)–(7) и построения исправленных рисунков использован ИИ-ассистент (Claude, Anthropic) под контролем и с последующей проверкой авторами; окончательную ответственность за содержание несут авторы.

Acknowledgments: An AI assistant (Claude, Anthropic) was used to check the analytical derivations, to repeat the numerical calculation of Eqs. (4)–(7) and to prepare the corrected figures, under the authors' supervision and with subsequent verification by the authors; the authors bear final responsibility for the content.

Конфликт интересов: авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Conflicts of Interest: The authors declare no conflicts of interest.

Сведения об использовании искусственного интеллекта: для проверки аналитических выкладок, повторного численного расчёта уравнений (4)–(7) и построения исправленных рисунков использован ИИ-ассистент (Claude, Anthropic) под контролем и с последующей проверкой авторами; окончательную ответственность за содержание несут авторы.

Artificial Intelligence Disclosure: An AI assistant (Claude, Anthropic) was used to check the analytical derivations, to repeat the numerical calculation of Eqs. (4)–(7) and to prepare the corrected figures, under the authors' supervision and with subsequent verification by the authors; the authors bear final responsibility for the content.

Обозначения и сокращения

q	распределённая нагрузка (Н/м) / distributed load (N/m)
L	длина консоли (м) / cantilever length (m)
b, h	ширина и толщина стенки (м) / wall width and thickness (m)
E, I_x	модуль Юнга и момент инерции (Па; м^4) / Young's modulus and second moment of area
$y(x)$, $\varphi(x)$	прогиб и угол поворота / deflection and rotation angle
$\sigma(x)$, σ_{T}	изгибающее напряжение и предел текучести / bending stress and yield strength
n_s	коэффициент запаса прочности / safety factor
μ, ρ_{c}, δ	масса семян на единицу длины; объёмная плотность; толщина контактного слоя / seed mass per length, bulk density, contact-layer thickness
ω, n, R	угловая скорость, частота вращения и радиус / angular velocity, rotation speed and radius
f_1, $\rho_{\text{м}}$	первая собственная частота и плотность материала / first natural frequency and wall material density
КПП / KPP	тип питателя / feeder type
СИ / SI	Международная система единиц / International System of Units
ИИ / AI	искусственный интеллект / artificial intelligence

Список литературы

[1] Koordinirovannaâ tehnologiâ pervičnoj obrabotki hlopka PDI-70-2017 [Coordinated technology of primary cotton processing PDI-70-2017]. Paxtasanoat ilmiy markazi; Mehnat; 2017. (In Russian).

[2] Dzhabborov GD, Otametov TU, Khamidov AK. Tehnologiâ obrabotki hlopka [Cotton processing technology]. Uchitel; 1987. (In Russian).

[3] Sulaymonov RS. Sozdanie racional'noj tehnologii processov linterovaniâ semân hlopčatnika i očistki linta [Development of a rational technology for cotton-seed linting and linter cleaning]. DSc thesis. Tashkent; 2019. (In Russian).

[4] Rakipov VG, et al. Izučenie tehnologij i oborudovaniâ zarubežnogo proizvodstva po džinirovaniû hlopka-syrca, linterovaniû semân, očistke volokna i linta [Study of foreign ginning, linting, and fiber/linter cleaning technologies and equipment]. Paxtasanoat ilmiy markazi; 2016. 1601.03. (In Russian).

[5] Miroshnichenko GI. Osnovy proektirovaniâ mašin pervičnoj obrabotki hlopka [Fundamentals of designing primary cotton-processing machines]. Mashinostroenie; 1972. (In Russian).

[6] Shamsuddinov ME. Obespečenie ènergosbereženiâ i èffektivnoj očistki linta putem soveršenstvovaniâ linternoj mašiny [Energy saving and efficient linter cleaning through linter-machine improvement]. PhD thesis. Namangan; 2025. (In Russian).

[7] Sabirov I, Akhmedov D, Khalikov A, Madrahimov D. Analytical studies of the cotton seed linting process. E3S Web of Conferences. 2023;452:01034. https://doi.org/10.1051/e3sconf/202345201034.

[8] Fang L, Zhang R, Duan H, et al. Resistive sensing of seed cotton moisture regain based on pressure compensation. Sensors. 2023;23(20):8421. https://doi.org/10.3390/s23208421.

[9] Mukhammadiev D, Akhmedov K, Ibragimov F, et al. Integrated electromechanical modeling and dynamic analysis of a planetary-driven seed-removing device for cotton gins. AgriEngineering. 2026;8(9):393. https://doi.org/10.3390/agriengineering8090393.

[10] Pokras MV. Razrabotka tehnologii sredstv, formiruûŝih liniû linterovaniâ semân hlopčatnika [Development of process equipment for a cotton-seed linting line]. PhD thesis. Tashkent; 2018. (In Russian).

[11] Pasport pil'nogo voloknootdelitelâ 4DP-130 [Technical passport of the 4DP-130 saw-type fiber separator]; 1988. Uzbekhlopkomash. (In Russian).

[12] Feodosiev VI. Soprotivlenie materialov [Strength of materials]. Izdatel'stvo MGTU imeni N.E. Baumana; 1999. (In Russian).

Отказ от ответственности / Примечание издателя

Утверждения, мнения и данные во всех публикациях принадлежат исключительно отдельным авторам и участникам и не обязательно отражают взгляды издателя, журнала или редакторов. Издатель, журнал и редакторы не несут ответственности за вред людям или ущерб имуществу, возникшие вследствие использования идей, методов, инструкций или продуктов, упомянутых в тексте. **Disclaimer of Liability/Publisher's Note**

The statements, opinions, and data contained in all publications are solely those of the individual author(s) and contributor(s) and do not necessarily reflect the views of the Publisher, the Journal, or the editors. The Publisher, the Journal, and the editors disclaim responsibility for any injury to persons or damage to property resulting from any ideas, methods, instructions, or products referred to in the content.