

УДК 677.021.151.2

Исследование подвижной опорной направляющей с ограниченным ходом в конструкции трепальной машины

Бойко С. В., Волков Д. А.

Костромской государственный технологический университет

Предлагается вариант улучшения конструкции трепальной машины путем установки вблизи зоны зажима дополнительной направляющей – буфера. Разработанная компьютерная модель процесса трепания позволила установить ее параметры, обеспечивающие наибольшее снижение опасного для волокна пикового натяжения при неизменном, необходимом для процесса обработки, среднем натяжении пряжи и гарантирующие амплитуду ее колебаний меньше предельной величины конструктивно установленного зазора.

(трепальные машины, моделирование, динамика)

Как известно из теории механических колебаний [1], поведение системы изоляции ударных воздействий таково, что «чем лучше изоляция, тем больше ход амортизатора». Таким образом, «большой ход является недостатком линейной системы изоляции».

Этот недостаток линейно упругой подпружиненной направляющей [2] (недопустимо большая амплитуда колебаний) можно устранить, ограничив ход направляющей 1 установкой упоров 2. Схема решения представлена на рис. 1.

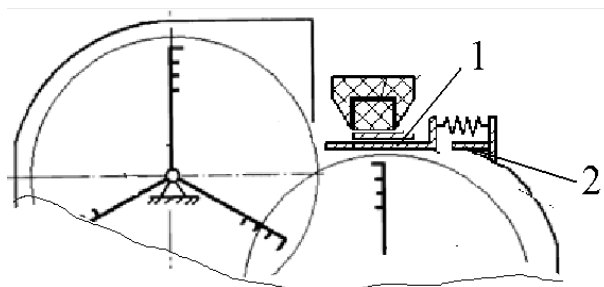


Рис. 1. Схема установки подпружиненной направляющей с ограничением хода. (Разрез трепальной секции)

В книге [1] представлен анализ поведения подобных системы с жесткими ограничителями и указано, что если бы проводился расчет на основе линейной теории, то пришли бы к ложному выводу об отсутствии колебаний с большими амплитудами. Нелинейный же анализ позволяет выявить качественно новые свойства системы. На рисунке 2 из книги [1] представлена скелетная кривая амплитудно-частотной характеристики системы с жесткими ограничителями. Автором указывается, что АЧХ такой системы имеет две ветви.

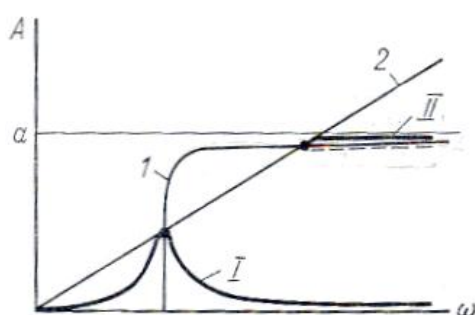


Рис. 2. Скелетная кривая амплитудно-частотной характеристики системы с жесткими ограничителями [1]

«Амплитуды, определяемые первой ветвью I, столь малы, что нелинейность системы заметно не проявляется. Ветвь II соответствует колебаниям с ударами об ограничитель. При частоте, большей ω , возможны как устойчивые колебания с малыми амплитудами, так и колебания с большими амплитудами. Переход с одного режима на другой может быть следствием случайных импульсов, получаемых системой».

Для того, чтобы исключить колебания с ударами направляющей об ограничитель, нами предлагается вариант реализации уменьшения хода подвижной направляющей за счёт упругого элемента с нелинейной характеристикой. На рис. 3 представлена схема модели подвижной направляющей с нелинейной амортизацией. Направляющая 1 закреплена на нелинейно упругом элементе - пружине 2.

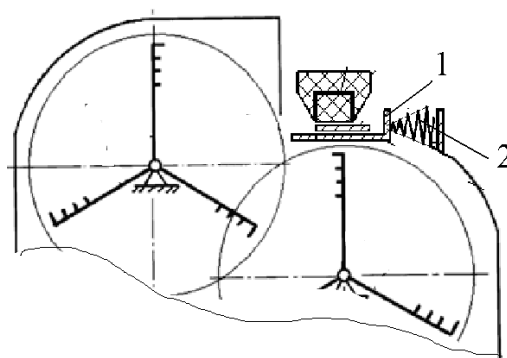


Рис. 3. Схема установки подвижной направляющей с нелинейной амортизацией. (Разрез трепальной секции)

Вид характеристики пружины подберем таким образом, чтобы при незначительных смещениях она приближалась к линейной, а с увеличением смещения становилась весьма значительной, что позволит моделировать движение подвижной направляющей с ограничением амплитуды колебаний. Примем характеристику пружины в виде $F_y = \zeta_1 x + \zeta_2 x^3$.

Дифференциальное уравнение собственных колебаний кромки с учетом сопротивления среды как одномассовой системы с нелинейной упругой характеристикой имеет вид:

$$m\ddot{x} + \beta\dot{x} + \zeta_1 x + \zeta_2 x^3 = 0, \quad (1)$$

где m – масса;

β – коэффициент вязкости среды;

$F_y = \zeta_1 x + \zeta_2 x^3$ – упругая восстанавливающая сила.

Как известно, важной особенностью нелинейных систем является зависимость периода собственных колебаний от амплитуды.

Определим зависимость амплитуду собственных колебаний кромки. Численное решение уравнения (1), реализовано с использованием математического пакета *Scilab* двумя методами: нежёстким методом прогноза-исправления Адамса (predictor-corrector Adams method) и жёстким методом обратной дифференциальной формулой (ОДФ)

(Backward Differentiation Formula (BDF) method), что позволило получить изображение закона движения системы на фазовой плоскости (фазовый портрет). На рис. 4 представлены фазовые портреты системы при следующих значениях: $m = 0,02$ кг, $\beta = 0,1$ Нс/м. $\xi_1 = 1000$ Н/м. Начальные условия движения таковы, что смещение равно нулю, а начальная скорость $2,5$ м/с. При этом фазовый портрет 1 соответствует закону движения линейной системы ($\xi_2 = 0$), а фазовый портрет 2 – нелинейной системы. При чем значение коэффициента $\xi_2 = 5$ ГН/м³ было определено путем численного моделирования и анализа фазовых портретов движения рассматриваемой системы из условия необходимости ограничения амплитуды колебаний необходимым конструктивным зазором менее 3 мм.

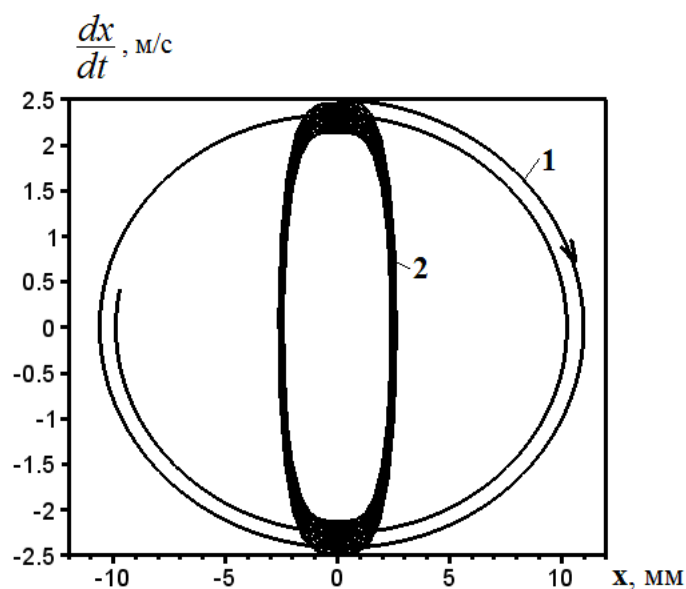


Рис. 4. Фазовые траектории движения опорной кромки:

- 1 – с линейной характеристикой пружины;
- 2 – с нелинейной характеристикой пружины

Определим амплитуду колебаний вынужденных колебаний кромки с вышеуказанными характеристиками, представив силу воздействия

$F = F_0 \sin(\omega t)$, где ω – частота воздействий на направляющую со стороны пряди в процессе трепания, F_0 – амплитуда силы давления.

Дифференциальное уравнение, движения массы m , закрепленной на нелинейной пружине с указанной выше характеристикой, имеет вид:

$$m\ddot{x} + \beta\dot{x} + \zeta_1 x + \zeta_2 x^3 = F_0 \sin(\omega t + \gamma) \quad (2)$$

Здесь учтено, что при наличии сопротивления смещение x и сила F имеют рассогласование по фазе (угол сдвига фаз γ). Приближенное решение уравнения ищут в виде:

$$x = A \sin \omega t \quad (3)$$

Подставляя выражение (3) в уравнение (2) и пренебрегая слагаемыми второго порядка малости, получается:

$$(-m\omega^2 A + \zeta_1 A + 0.75\zeta_2 A^3 - F_0 \cos \gamma) \sin \omega t + (\beta\omega A - F_0 \sin \gamma) \cos \omega t = 0 \quad (4)$$

Поскольку функции $\sin \omega t$ и $\cos \omega t$ линейно независимы, для равенства нулю уравнения (4) необходимо, чтобы

$$\begin{cases} -m\omega^2 A + \zeta_1 A + 0.75\zeta_2 A^3 - F_0 \cos \gamma = 0 \\ \beta\omega A - F_0 \sin \gamma = 0 \end{cases} \quad (5)$$

Система уравнений (3.32) определяет амплитуду колебаний A и сдвиг фаз γ .

Исключая из (5) γ , получается:

$$[(\zeta_1 - m\omega^2)A + 0.75\zeta_2 A^3]^2 + (\beta\omega A)^2 + F_0^2 = 0 \quad (6)$$

Численное решение уравнения (3.33) реализовано в среде MATLAB. На рис. 5 представлена полученная согласно уравнению (6) при $F_0 = 4$ Н амплитудно-частотная характеристика $A(\omega)$ буферной опорной кромки. На том же рисунке приведена для сравнения АЧХ линейной упругой модели направляющей.

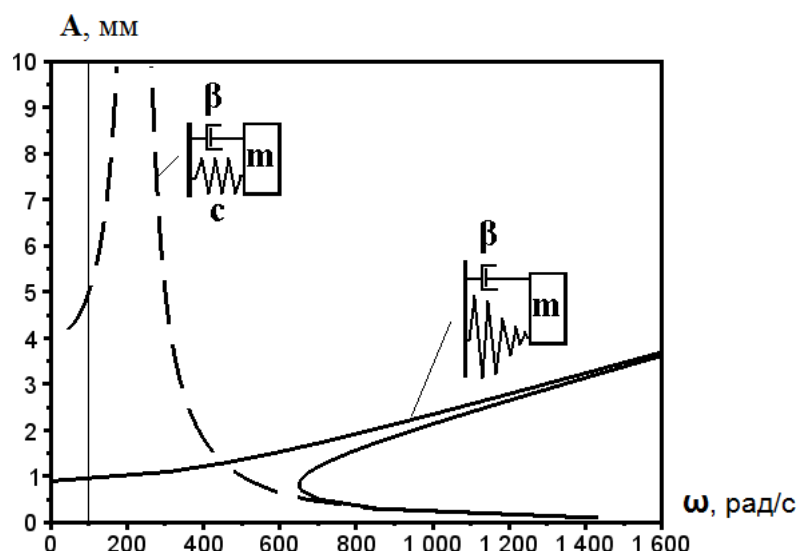


Рис. 5. Амплитудно-частотная характеристика:
пунктиром – линейной упругой модели опорной кромки;
сплошной линией – нелинейной буферной опорной кромки

В результате анализа полученных расчетных данных установлено, что буфер с нелинейной характеристикой вида $F_y = \zeta_1 x + \zeta_2 x^3$ и вышеуказанными значениями коэффициентов позволяет снизить амплитуду вынужденных колебаний до 1 мм, при этом направляющая кромка будет работать в до резонансном режиме (угловая частота возмущающей силы порядка 100 с^{-1}). Возможная суммарная амплитуда собственных и вынужденных колебаний кромки составит не более 4 мм, что меньше конструктивно необходимого зазора.

Предложенный нами метод расчёта [3] кинематических и силовых параметров нагружения прядей в процессе их взаимодействия с биллом при трепании позволяет во-первых, определить натяжение пряди по ее длине. и, во-вторых, нагрузки на рабочие органы трепальной машины, в том числе и на дополнительную рабочую кромку, что позволит рассчитать ее параметры и проанализировать их влияние на натяжение прядей. Величина шага по времени при расчётах по предложенному методу составляет порядка десятимиллионной доли секунды. Это позволяет

определять и фиксировать, кроме медленно изменяющихся кинематических и силовых параметров пряди и рабочих органов, величину мгновенных сил, в том числе усилия при ударных (кратковременных) воздействиях.

Расчёт был использован при определении изменения сил натяжений слоя в зажиме для случаев компоновки с неподвижной и подпружиненной пилообразной кромкой (рис. 6) с вышеуказанными характеристиками, а также сил давления на эту кромку. Кроме того была определена величина отклонения буферной направляющей в процессе трепания.

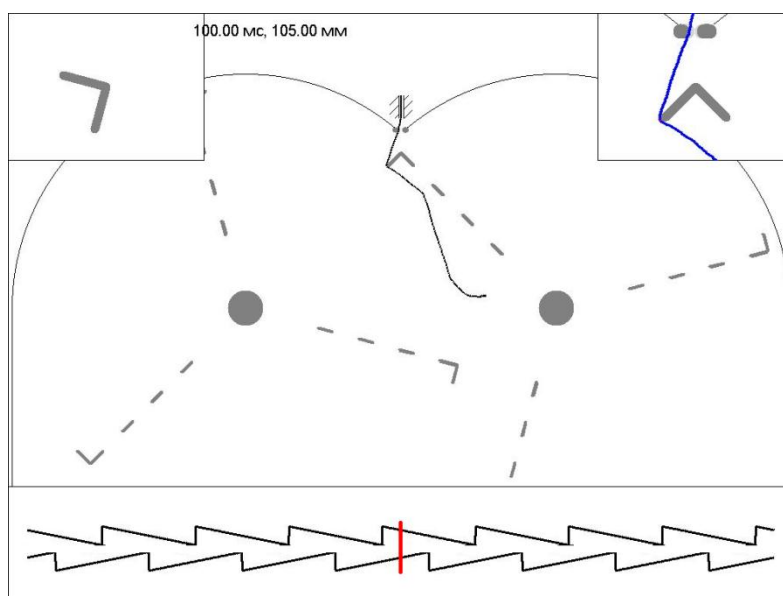


Рис. 6. Окно компьютерной программы для визуализации процесса трепания (внизу рисунка вертикальная черта указывает на местоположение пряди по длине пилообразной опорной направляющей)

Расчеты проведены при следующих исходных данных: максимально допустимое смещение опорной кромки относительно линии зажима, определенное конструктивно необходимым зазором, 5 мм; радиус трепального барабана 0,37 м; межосевое расстояние барабанов 0,55 м; ширина планок подбильной решётки 40 мм; расстояние между соседними планками 20 мм; частота вращения барабанов 300 мин^{-1} ; число бил 3;

вылет кромки бильной планки 35 мм; закругление кромки бильной планки 1 мм; Расчёты проводили для длины свисающей пряди 0,5 м.

График изменения сил давления на кромку в процессе трепания, вызывающие ее колебания, полученный по результатам расчета, представлен на рис.7.

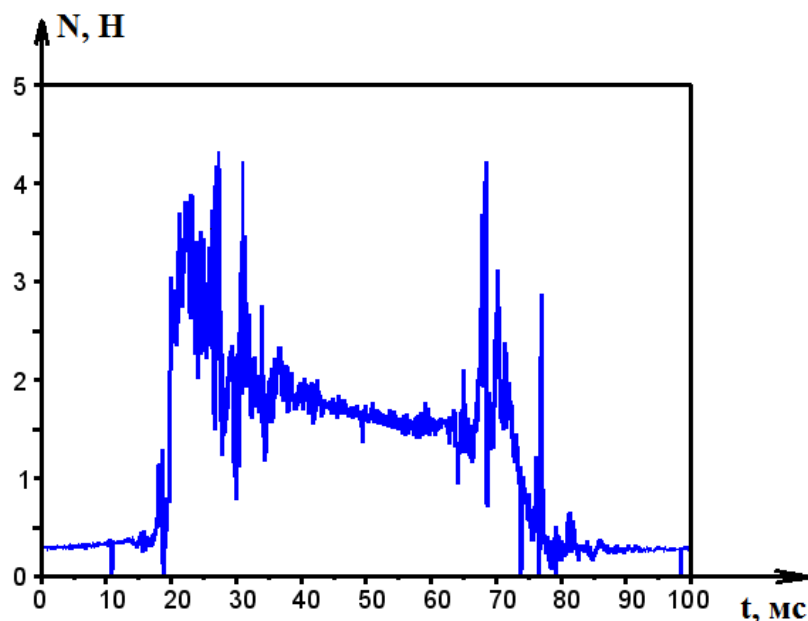


Рис. 7. Изменение сил давления в процессе трепания на кромку буферной направляющей

В результате анализа полученных расчетов установлено, что амплитуда силы давления на 1 погонный сантиметр кромки составляет 4 Н, при этом величина максимального горизонтального смещения кромки не превышает 3 мм, что меньше предельной величины конструктивно установленного зазора.

Так же анализ результатов расчётов позволил констатировать, что пиковое значение сил натяжения пряди в зажиме при наличии подпружиненной кромки с указанными характеристиками существенно ниже, чем в случае с неподвижной кромкой при одинаковой средней величине силы натяжения (рис. 8).

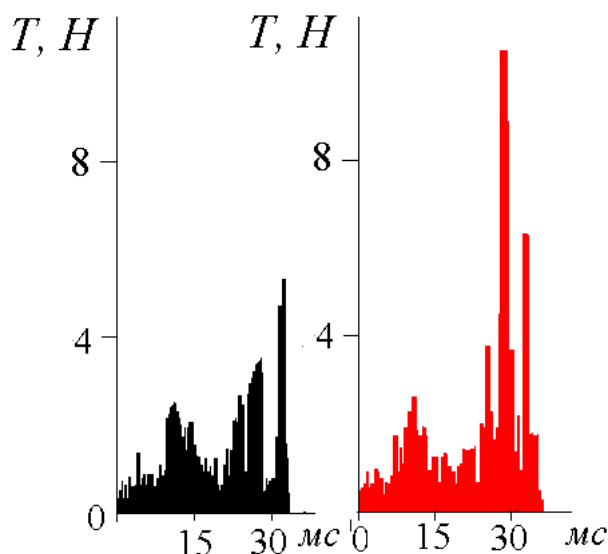


Рис.8. Натяжение пряжи в зажиме (по результатам расчета)

- 1) при наличии подпружиненной опорной кромки
- 2) при наличии неподвижной опорной кромки

Выводы.

1. Анализ результатов расчета по предложенной нами модели силового нагружения и обескостривания льна в процессе трепания показал, что применение предлагаемой нами направляющей кромки позволит уменьшить заостренность волокна в его срединной части. Однако, было установлено, что применение подвижной линейно упругой направляющей для модернизации существующей конструкции трепальной машины нецелесообразно вследствие принципиальной невозможности гарантированного обеспечения величины необходимых конструктивных зазоров, что подтверждается результатами динамических расчетов направляющей.
2. Для обеспечения сохранности волокна предложено решение по снижению пиковых значений натяжения прядей путем установки подвижной подпружиненной направляющей с нелинейной характеристикой. Определены параметры направляющей, обеспечивающие наибольшее снижение пикового натяжения при

неизменном среднем натяжении пряжи в процессе трепания и гарантирующие амплитуду ее колебаний менее предельной величины конструктивно установленного зазора.

Литература.

1. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний: учебник для ВУЗов.— М.:Высш. Школа 1980.- 408 с.
2. Пат. RU 2330130 Россия, МПК D01B 1/16, 1/22. Секция трепальной машины для обработки лубяных волокон / Е.Л.Пашин, С.В. Бойко, Д.А. Волков – Оpubл. 27.07.08, Бюл. № 21.
3. Бойко С.В. Моделирование взаимодействия била с волокном в процессе трепания льна (статья) / С.В. Бойко Д.А. Волков // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. – 2007. – № 6С (304) с. 45 – 49.