

## ОПРЕДЕЛЕНИЯ ИЗГИБНОЙ ЖЕСТКОСТИ ПИЛЬНЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ВОЛОКНО ОЧИСТИТЕЛЯ

**Аннотация:** проанализированы изгибная жесткость пильного рабочего органа равна как сумма изгибных жесткостей вала и пакета плоских элементов. Также выполнено исследование условий работы на изгиб монолитного стержня, которое привело к выражению

**Ключевые слова:** хлопковые машины, цилиндыры джина, волокно очиститель, изгибная жесткость.

*Daliev Abdunabi Ahmadali ugli*

*Namangan Institute of Engineering and Technology*

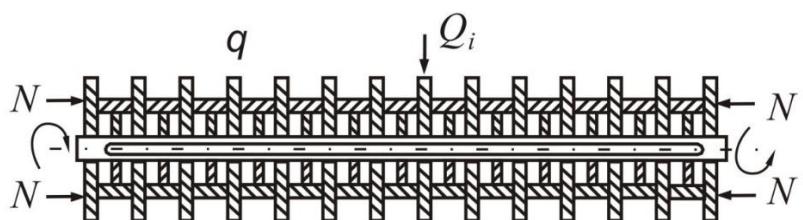
## DETERMINATIONS OF THE BENDING RIGIDITY OF THE SAW WORKING BODIES OF THE CLEANER FIBER

**Abstract:** the bending stiffness of the saw working body is analyzed as the sum of the bending stiffness of the shaft and the package of flat elements. A study of the working conditions for bending of a monolithic rod was also carried out, which led to the expression

**Key words:** cotton machines, gin cylinders, fiber cleaner, flexural stiffness.

Показатели жесткости являются важнейшими механическими параметрами, характеризующими способность выполнения рабочими органами, несущими конструкциями, деталями и элементами машин и механизмов к выполнению своих технологических функций.

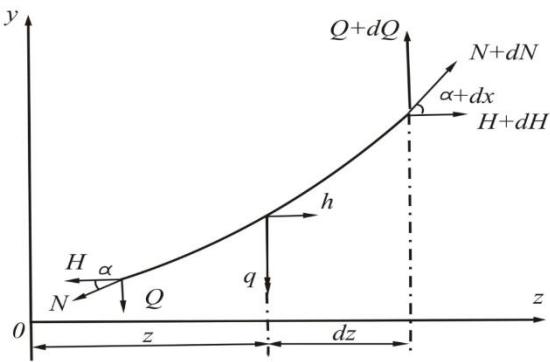
На рис. 2 приведен обобщенный вид пильных рабочих органов и возможные виды внешних нагрузок.



## Рис. 2 Обобщенный вид пильных рабочих органов.

Жесткости пильных рабочих органов являются интегральными показателями, обобщающими параметры геометрической и физической природы, т.е. геометрических форм, размеров и механических характеристик материалов. Будем считать, что усилия их сжатия являются равнодействующими всех продольных силовых факторов, действующих на пакет, и направлены по прямолинейной продольной оси пакета или по касательной к изогнутой продольной оси при изгибной деформации пакета. Считается, что толщины плоских элементов  $l$  на несколько порядков меньше поперечных и продольных размеров пакетного стержня  $H$  и  $L$ . Основное требование, которому должен отвечать такой пакет – достаточная величина силы его сжатия, обеспечивающая работу всей конструкции как единое целое, монолитное тело. Все элементы пакета могут быть изготовлены из любого материала, подчиняющегося закону Гука. Конструктивно продольное усилие сжатия может быть сообщено посредством центрально расположенного вала. Очевидно, изгибная жесткость пильного рабочего органа равна сумме изгибных жесткостей вала и пакета плоских элементов. Так как изгибная жесткость вала определяется известным образом, для решения поставленной задачи достаточно определения изгибной жесткости пакета плоских элементов

Здесь введены понятия: пакетный стержень, пакетный рабочий орган, гибкий пакетный стержень, гибкий пакетный рабочий орган и монолитный пакетный стержень и приняты допущения об идеальной гибкости стягивающего элемента, абсолютной жесткости элементов пакета, малости толщины, перемещении только по вертикали без линейных и угловых перемещений в других направлениях и приложении нагрузок в плоскости симметрии плоских дисковых элементов. На рис. 3 приведена картина восприятия поперечной нагрузки гибкой нитью.



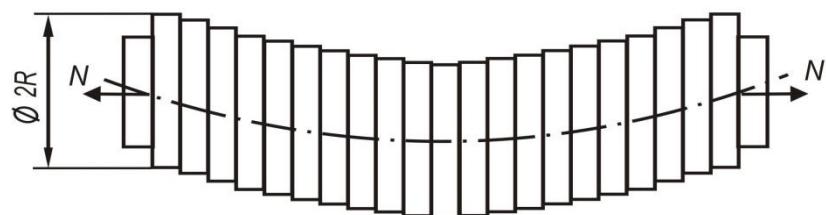
**Рис. 3 Работа по восприятию поперечной нагрузки гибкой нитью.**

$N$ - усилие растяжения нити,  $Q$  и  $H$ - его вертикальная и горизонтальная составляющие,  $q$  и  $h$ -распределенные составляющие..

На рис. 4 приведена картина работы пакета плоских дисковых элементов при отсутствии усилия сжатия.

Проведенное исследование по обоим картинам показало:

1. Все параметры условий уравновешивания зависят только от величины осевого растяжения  $N$  и не зависят от физических свойств материала нити, и геометрических размеров поперечного сечения нити и длины нити. Величина усилия растяжения нити, имеющая такую же метрическую размерность, что и продольная жесткость – силу определяет жесткость гибкой нити во всех уравнениях динамики нити.



**Рис. 4 Работа пакета плоских элементов при отсутствии усилия сжатия.**

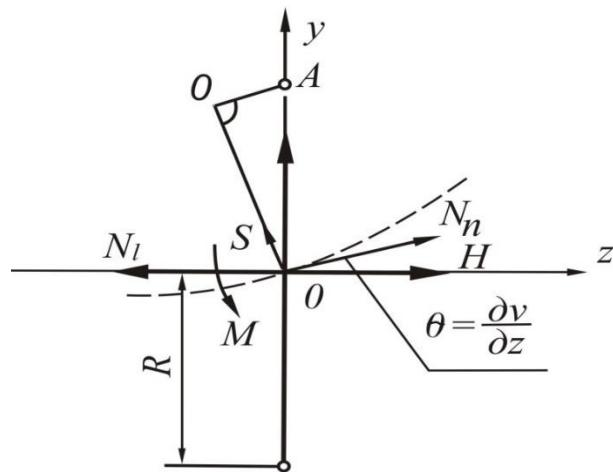
2. При отсутствии усилия сжатия между плоскими элементами пакета последний не может нести изгибную нагрузку, но может воспринимать поперечные силовые факторы благодаря наличию стягивающей нити.

Также выполнено исследование условий работы на изгиб монолитного стержня, которое привело к выражению

$$C = EJ = \frac{MR}{\varepsilon_{\max}} \quad (2)$$

Отсюда следует, что жесткость на изгиб круглого монолитного стержня  $C$  может быть представлена как отношение произведения величин реактивного изгибающего момента внутренних сил  $M$ , уравновешивающего внешний изгибающий момент на радиус поперечного сечения стержня  $R$ , к величине деформации крайних волокон стержня  $\varepsilon_{max}$ , отстоящих от нейтральной оси на расстоянии  $R$ .

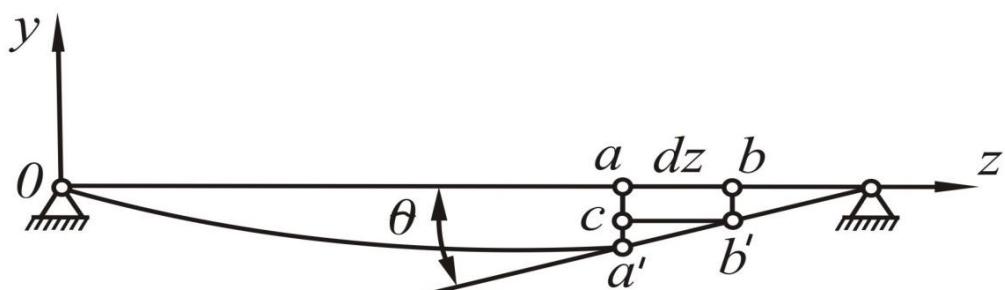
Выполнен анализ условий равновесия отдельного плоского элемента малой толщины пакета пильного рабочего органа (рис. 5). Здесь  $M$ - внешний изгибающий момент,  $\theta$ -угол поворота поперечного сечения нити,  $N_l$  и  $N_n$ - усилия растяжения нити слева и справа, здесь и далее в этой работе  $\partial v, \partial z, \partial w$  - приращения соответственно по осям  $X, Y, Z$ .



**Рис. 5 Условия равновесия отдельного плоского элемента**

Дальнейшее исследование с учетом взаимосвязи угла поворота поперечных сечений  $\partial v / \partial z$  и продольных деформаций  $\partial w / \partial z$  (рис. 6), привело к следующему выражению для жесткости пакета:

$$C = 2NR^2 \quad (3)$$



**Рис. 6 Взаимосвязь угловых и продольных деформаций.**

Таким образом, изгибная жесткость пакета пильного рабочего органа в первом приближении может быть определена как удвоенное произведение усилия номинального усилия растяжения гибкой нити или усилия сжатия плоских элементов на квадрат расстояния от крайней точки на поверхности контакта плоских элементов, на вогнутой стороне изгибающегося пакета пильного рабочего органа до геометрической оси гибкой нити.

### **Литература**

1. Шарибаев Н.Ю., Кучкаров Б.Х., Эргашов А.К., Абдулхаев А.А., Муминжонов М.М. Развитие компетентности учащихся старших классов при обучении иностранному языку// Экономика и социум.-2022.- №5(96)-2 (май, 2022).- URL: <http://www.iupr.ru> с.841-844
2. Абдувахидов М., Абдувахидов М.М. Исследование депланации, связанной с размерами поперечных сечений. Buxoro muhandislik-texnologiya instituti, Fan va texnologiyalar taraqqiyoti ilmiy-texnikaviy jurnali 7-son, 2020 y. 299-301 betlar. (05.00.00; №24)
3. M.M.Abduvakhidov, R.M.Muradov G.R.Juraeva Research of the Issue of Lightening the Construction of the Gin Saw Cylinder. Engineering, 2021, 13, 224-235. (Web of Since)
4. Шарибаев Н.Ю., Каххаров М.М., Ражсанов И.Т., Ёкуббаев А.А., Далиев А.А. Обучении иностранному языку посредством инновационных педагогических технологий // Экономика и социум.-2022.- №5(96)-2 (май, 2022).- URL: <http://www.iupr.ru> с.845-848
5. Шарибаев Н.Ю., Худайбердиев Ф.Т., Масумов М.И., Иззатиллаев Х.Х., Рахматуллаев Р.О. Концепции педагогических средств в школе // Экономика и социум.-2022.- №5(96)-2 (май, 2022).- URL: <http://www.iupr.ru> с.849-851