

**РАЗРАБОТКА И РАСЧЁТ НОВОЙ КОНСТРУКЦИИ КОЛОСНИКОВОЙ РЕШЕТКИ НА
УПРУГИХ ОПОРАХ ОЧИСТИТЕЛЯ ХЛОПКА-СЫРЦА.**

**DEVELOPMENT AND CALCULATION OF A NEW DESIGN OF A GRATE ON ELASTIC
SUPPORTS OF A RAW COTTON CLEANER.**

Norbayeva Dilfuza
Department of "Technological Machines and Equipment"
Teacher, PhD,
Malikov Sardorbek
Department of "Technological Machines and Equipment"
Trainee-teacher,
Ergashev Muminjon
Independent researcher,
Abdullayev Fayzullo
Student of group 51-TMJ-22,
Namangan state technical university.
Odilov Khayrullo
Doctoral student of Andijan State Technical Institute
Uzbekistan Namangan

Аннотация:Статья посвящена для составления дифференциальных уравнений вынужденных колебаний стержня колосника на упругих опорах, теоретического решения вопросов прочности, разработки предложений для определения оптимальных параметров колосниковой решетки и снижения металлоемкости машины.

Ключевые слова: хлопковое волокно, колосниковая решетка трубчатый стержень, упругий опор, вынужденная колебания, балка, технологическая распределенная нагрузка, пильчатый барабан, вынужденная колебания, очиститель хлопка от крупного сора.

Abstract: The article is devoted to the compilation of differential equations of forced oscillations of the grate bar on elastic supports, a theoretical solution to the problems of strength, the development of proposals for determining the optimal parameters of the grate and reducing the metal intensity of the machine.

Keywords: cotton fiber, grate, tubular rod, elastic supports, forced vibrations, beam, technological load distributed, saw tooth drum, forced vibrations, cotton cleaner from large litter.

В мировом рынке хлопковое волокно является основным изделием текстильной промышленности. По сведениям международного консультативного комитета (ICAC) «2015-2016 годы по импорту хлопкового волокна такие страны как Бангладеш, Вьетнам, Китай, Турция, Индонезия, Пакистан были ведущими». В годы независимости в республике осуществлены широкие мероприятия, касающиеся по созданию управлением систем, приводящих к улучшению потребительских свойств хлопковых изделий в технологическом процессе первичной обработки. В этих направлениях в частности, в хлопкоочистительных предприятиях в зависимости от первичных показателей по получению хлопкового изделия с намеченными качествами, по улучшению техники и технологии

очистки хлопка от мелкого сора достигнуты ощутимые результаты. В стратегии движения Республики Узбекистан в 2017-2021 годы намеченные задачи в частности повышению конкурентоспособности национальной экономики, уменьшение расходов энергии и ресурсов, широкие внедрения энергосберегающих технологий в производств. В пути осуществления этих задач создание новых технологий первичной обработки хлопка, в особенности усовершенствование техники и технологии очистки от мелкого сора и внедрение в производства является одним из важных задач хлопковой промышленности.

Для осуществления задач, поставленных в Указ президента Республики Узбекистан от 7 февраля 2017 года номером ПФ-4947 «Стратегия действий развития Республики Узбекистан, В решениях Кабинета министров Республики Узбекистан 3 апреля 2017 года номером 70 , «Программа модернизации и реконструкции предприятий хлопкоочистительной промышленности», 22 декабря 2016 года ПК 2692, «Ускоренное обновление физически изношенных и морально устаревших машин и оборудования в промышленных предприятиях, а также дополнительные меры по уменьшению производственных затрат» и в других перечнях правовых документах это диссертационное исследование в распределенной степени заслуживает внимание [1].

В последние годы значительно возросли требования к качеству хлопка - волокна и семян. Для получения высокого качества хлопка-волокна и семян комплексно решаются вопросы совершенствований конструкций рабочих органов машин первичной обработки хлопка, особенно очистителей хлопка от крупных сорных примесей. [2].

Нашей промышленностью выпускаются различные колосниково - пальчатые очистители. В создании очистительного эффекта большую роль играет колосниковые решетки. Сорные примеси под действием центробежной силы и воздушного потока выпадают через зазоры между колосниками [3].

Существующая колосниковая решетка состоит из пяти трубчатых стержней, двух больших и трех малых сегментов, соединенных определенным образом путем сварки и составляет жесткую конструкцию. На основании обобщения конструкций колосниковых решеток и видов их очистки отечественными технологическими машинами, а также зарубежных стран была разработана новая конструкция колосниковой решетки, колеблющейся за счёт упруго – податливых опор от действия хлопка-сырца (А.С. № 874776).

Данная работа является основой для составления дифференциальных уравнений вынужденных колебаний стержня колосника на упругих опорах, теоретического решения вопросов прочности, разработки предложений для определения оптимальных параметров колосниковой решетки и снижения металлоемкости машины.

Проведенные экспериментальные исследования показали, что преобладающей динамической нагрузкой от технологического сопротивления на стержни, является нагрузка, приходящаяся в радиальном направлении пальчатого барабана. Обработка результатов экспериментальных исследований выявила, что технологическая распределенная нагрузка по длине стержня имеет форму,

описываемую по закону: $q_1 = \int S^i \sin \frac{\pi x}{L}$, а вынужденные колебания стержня колосника вибрационной нагрузкой по закону $q(x) \sin \theta t$.

В первом приближении стержень колосника рассматривается как балка с равномерно-распределенной нагрузкой (от веса стержня), опирающаяся на пять упругих опор. При составлении уравнений движения не учитываются: возбуждение стержня от ударных нагрузок перпендикулярных к радиальному направлению из-за незначительности, влияние колебаний других стержней колосниковой решетки и нагрузки в осевом направлении стержня. При учете вышеперечисленных допущений имеем неразрезную балку на упругих опорах. Данная балка для динамического расчёта обращается в однопролетную, статически неопределимую путем исключения всех промежуточных опор и замены их действия на балку неизвестными силами реакций. Жесткости упругих опор C_1 в точка А и Е равны между собой и определяются как обратная величина податливости резиновых втулок установленных в этих точках. Жесткости промежуточных опор C_2, C_3 в точках В, С, Д определяются с учетом податливости резиновых втулок и жесткости самой балки. Для составления дифференциального уравнения вынужденных колебаний балки на упругих опорах при вибрационной нагрузке дважды продифференцируем уравнение изогнутой оси балки [3]

$$EY \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \sum P_k \cdot q(x) \sin \theta t \quad (1)$$

где y – перемещение балки в сечении

$m \times \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}$ - интенсивность инерционных сил, направленных вверх

$\sum P_k = R_A + R_B + R_C + R_D + R_E$ - силы сопротивления движению, направленные вверх

$q(x) \sin(\theta t)$ - вибрационная нагрузка, вызывающая вынужденные колебания балки

θ – угловая частота.

$EY \cdot \text{const}$ т.к. балка однородна и имеет одинаковые поперечные сечения по всей длине. В связи с тем, что свободные колебания балки с течением времени от сопротивлений затухают, то в установившемся движении будут только вынужденные колебания, поэтому в уравнении (1) не учтены свободные колебания балки.

Частное решение уравнения (1) будем искать в виде:

$$y_{\text{част}}(x, m) = (x) \cdot \sin(\theta \cdot t)$$

Подставив его в исходное уравнение получим

$$y_{\text{IV}}(X) - S^4 \cdot y(X) = \frac{q(X)}{EY} \quad (2)$$

$$\text{где } S^4 = \frac{m \theta^2}{EY}$$

Общее решение уравнения (2) имеет вид

$$y_{\text{общ}}(X) = Q \cdot A_{sx} + b \cdot B_{sx} + c \cdot C_{sx} + d \cdot D_{sx}$$

где $A_{sx}, B_{sx}, C_{sx}, D_{sx}$ - функции влияния, определяются по методике, предложенной в [5].

Частное решение (2), если $q(x)$ не многочлен

$$y_{\text{част}}(X) = \frac{q(x)}{S^4 E Y}$$

Тогда общее решение (полный интеграл) (2) будет:

$$(X) = Y_{\text{общ}}(X) + Y_{\text{част}}(X) = Q \cdot A_{sx} + b \cdot B_{sx} + c \cdot C_{sx} + d \cdot D_{sx} + \frac{q(x)}{S^4 E Y} \quad (3)$$

где a, b, c, d определяются путем последовательных дифференцирований уравнения (3), используя начальные условия:

$$y(0); y'(0); M(0); EJ y''(0); Q(0); EJ y'''(0) \quad [6]$$

Подставляя найденные значения a, b, c, d в уравнение (3) и его последовательные производные $y'(x), y''(x)$ получим:

$$y(x) = y(0) A_{sx} + \frac{y'(0)}{S} B_{sx} - \frac{Q(0)}{S^3 E Y} D_{sx} - \frac{Q(0)}{S^4 E Y} (A_{sx} - 1) \quad (4)$$

$$y'(x) = y'(0) S D_{sx} + y'(0) A_{sx} - Q(0) \cdot \frac{C_{sx}}{S^2 EJ} - q(0) \cdot \frac{D_{sx}}{S^3 EJ} \quad (5)$$

$$M(x) = -EY y''(x) = Q(0) \frac{B_{sx}}{S} + \frac{q(0)}{S^2} C_{sx} - S^2 EJ y(0) C_{sx} - SEJ y(0) \quad (6)$$

В связи с тем, что в рассматриваемой балке (рис. 1) имеются разрывы в точках В, С, Д куда приложены силы реакции упругих опор, поэтому необходимо для каждого участка балки составить отдельные уравнения начальных параметров:

I участок $0 \leq X \leq L/4$

$$y_1(x) = y(0) A_{sx} + \frac{y'(0)}{S} B_{sx} - \frac{RA}{S_3 E Y} D_{sx} - \frac{q+q_1}{S^4 EJ} (A_{sx} - 1) \quad (7)$$

$$M_1(x) = \frac{RA}{S_3} B_{sx} - \frac{q+q_1}{S^4 EJ} C_{sx} - S^2 EJ y'(0) D_{sx} \quad (8)$$

II участок $L/4 \leq X \leq L/2$

$$y_2(X) = y_1(X) + \frac{R_b}{S^3} D_s \left(X - \frac{L}{4} \right)$$

$$M_2(X) = M_1(X) + \frac{R_b}{S} B_s \left(X - \frac{L}{4} \right) \quad (9)$$

III участок $L/2 \leq X \leq 3/4 L$

$$y_3(X) = y_2(X) + \frac{R_c}{S^3} D_s \left(X - \frac{L}{4} \right)$$

$$M_3(X) = M_2(X) + \frac{R_c}{S} B_s \left(X - \frac{L}{4} \right) \quad (10)$$

IV участок $3/4 L \leq X \leq L$

$$y_4(X) = y_3(X) + \frac{R_D}{S^3} D_s \left(X - \frac{3}{4} L \right)$$

$$M_4(X) = M_3(X) + \frac{R_D}{S} B_s \left(X - \frac{3}{4} L \right) \quad (11)$$

Неизвестные параметры $y(0), y_1(0), R_A, R_B, R_C$ определим используя дополнительные условия накладываемые на перемещения по направлению

исключенных опор. Неизвестные опорные реакции в точках Д и Е в силу симметричности нагрузок равны: $R_A = R_E, R_B = R_D$

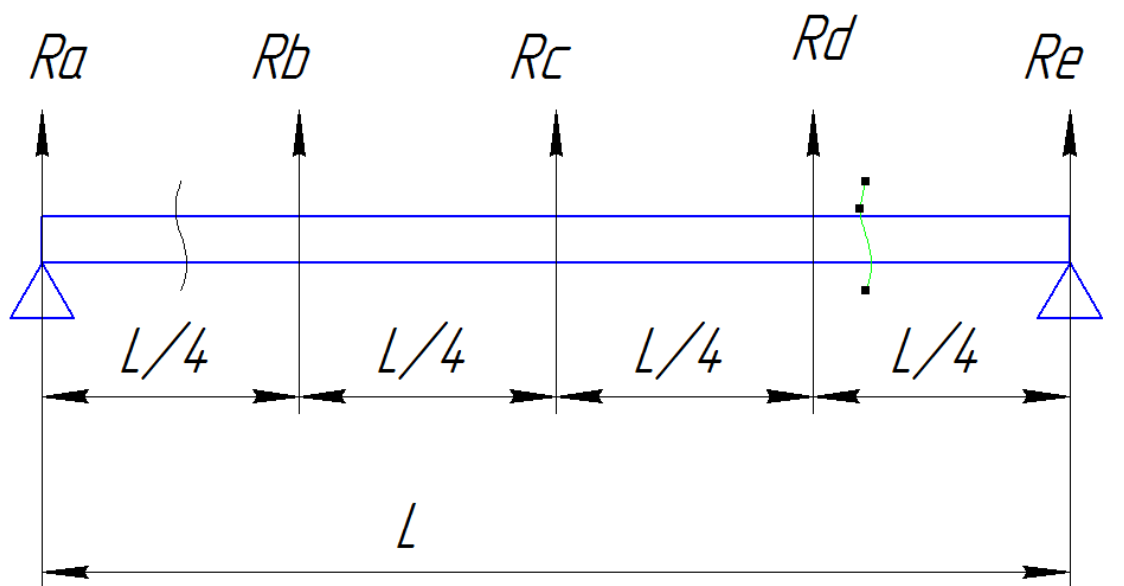


Рис.1. Сила, действующая на реакцией опор колосниковой решетки очистителя хлопка-сырца от крупного сора.

При этом

$$y(0) \dot{=} \frac{R_A}{C_1}; y\left(\frac{L}{4}\right) = \frac{R_B}{C_2}; y\left(\frac{L}{2}\right) = \frac{R_C}{C_3}; y\left(\frac{3L}{4}\right) = \frac{R_D}{C_2}; \quad (12)$$

Следовательно:

$$y(L/4) \dot{=} y(0) \frac{A_s L}{4} + \frac{y'(0)}{S} \cdot \frac{B_s L}{4} + \frac{q+q_1}{S^4 EJ} \cdot \left(\frac{A_s L}{4} - 1\right) = \frac{R_B}{C_2} \quad (13)$$

$$y(L/4) \dot{=} y(0) \frac{A_s L}{4} + \frac{y'(0)}{S} B_s L/4 \quad (14)$$

После решения системы уравнений по определению и подставляя их значения в уравнения (7)- (14) можно определить перемещения и изгибающие моменты в любом сечении балки. По результатам решения уравнений (7) - (14) и проведения прочностных расчетов на ЭВМ при различных вариациях исходных данных определены рабочие параметры новых колосниковых решеток относительно существующих очистителей с жесткими колосниками. Сложные условия работы колосников, а также зависимость характера колебаний от многих факторов показывают необходимость создания динамической модели колосника на упругих опорах для расчета его рациональных параметров. В качестве динамической модели выбрали одномассовую колебательную систему. Характер и величина технологического сопротивления были получены тензометрированием при экспериментальных исследованиях. Дальнейшая обработка опытных осциллограмм позволила представить $F_{t.b.}$ как сумму ряда гармонических сил и случайной, представляющей нелинейную силу. Дифференциальное уравнение движения одномассовой колебательной системы вид:

$$m \ddot{x} + v \dot{x} + c x = F_{t.b.}; \quad F_{t.b.} = M \dot{}$$

где m - масса колосника; C - коэффициент жесткости упругой опоры; b - коэффициент вязкого сопротивления упругой опоры; $M(F_{t,b}, \delta(F_{t,b}))$ – математическое ожидание технологического возмущения на колосник и ее случайное составляющее. Аналитическое решение данного нелинейного дифференциального уравнения практически представляет значительную трудность, поэтому его решение произведено на ЭВМ типа «Pentium-IV» с применением программы «Maple» методом Рунге-Кутты. Для определения наилучших динамических параметров системы и нахождения связи между ними, проведены вариационные исследования исходных параметров, полученных экспериментально:

$$m=1,8 \frac{Hc^2}{m}; C=12500 \frac{H}{m}; b=50 H \frac{c}{m}; F_{t,b}=M(F_{t,b}) \pm \delta(F_{t,b})$$

$$M(F_{t,b})=30+3.97 \cos 30 x - 2.28 \sin 30 x + 0.73 \cos 60 x + 0.52 \sin 60 x$$

где, $\delta(F_{t,b})$ - случайная составляющая технологической нагрузки от хлопка. Зададим ее в виде генератора случайных чисел с частотой 34 Гц и амплитудой 15 Н.

Диапазон варьирования значения жесткости установлен по результатам проведенных экспериментов $C=6250, 18750, 25000, 37500$ Н/м. Важность вариации жесткости упругой втулки обусловлена тем, что ее значение непосредственно влияет на весь динамический процесс в системе, определяет возникновение вынужденных колебаний определенной амплитуды, что обеспечивает эффективность протекания технологического процесса очистки хлопка. На рис. 2 а показаны теоретические кривые изменения перемещения массы системы X , ее скорости $\dot{X}$ и ускорения $\ddot{X}$ при технологическом режиме работы с варьированием коэффициента жесткости упругой опоры колосника. Анализ этих графических зависимостей показывает довольно быстро нарастание собственных колебаний одномассовой системы (около 0,1 с) и соответствие вынужденных колебаний массы колосника характеру аппроксимированной технологической нагрузки. Ясно видно и уменьшение амплитуды низкочастотных колебаний с увеличением коэффициента жесткости упругой опоры (рис. 1).

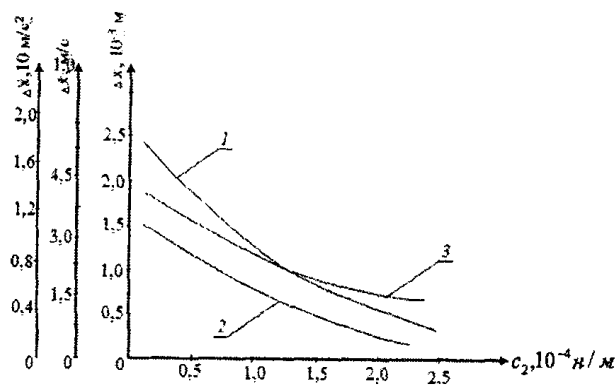
Учитывая, что значительные изменения амплитуды колебаний колосника приводят к превышению пределов зазора между пильчатом барабаном и колосником, наилучшими значениями коэффициента жесткости упругой опоры, обеспечивающие необходимую величину зазора, являются

$$C \in (1,8 \div 2,5) \cdot 10^4 \frac{H}{m}.$$

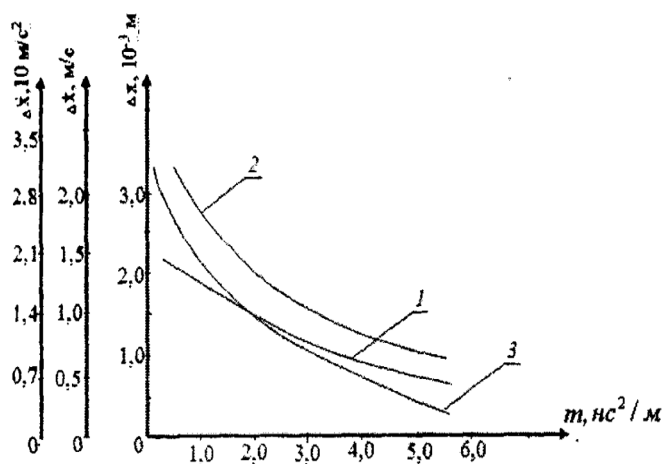
Диапазон варьирования значений коэффициента диссипации, характеризующей упругую опору, установлен по результатам эксперимента для резины марки НО-68 ($b \in 25; 75; 100; 150 H \cdot c / m$). Учет диссипации обусловлен способностью поглощать свободные колебания и часть вынужденных колебаний. На рис. 2 б показаны зависимости изменения параметров системы $X, \dot{X}, \ddot{X}$ при изменении с Рекомендуемые значения коэффициента диссипации $(80 \div 100) H \frac{c}{m}$.

Результаты экспериментальных исследований показали 3, 4, что колосник на

упругом основании испытывает нагрузки от протаскиваемого пильным барабаном хлопка-сырца в $2 \div 3,5$ раза меньше относительно нагрузки, приходящейся на колосник с жесткой опорой (серийный вариант).



а)



б)

Рис. 2. Теоретические кривые изменения перемещения массы системы X, ее скорости $\dot{X}$ и ускорения $\ddot{X}$ при технологическом режиме работы с варьированием коэффициента жесткости (а) и коэффициента диссипации (б) колосника. Это, в свою очередь, допускает возможность уменьшения металлоемкости колосниковой решетки за счёт применения полых трубчатых стержней. Из анализа графиков варьирования массы колосника (0,9; 2,7; 3,6; 5,4 $\text{Н с}^2/\text{м}$) видно, что с увеличением массы возрастает амплитуда колебаний, но наблюдается уменьшение частоты колебаний. Наилучшими по результатам анализа исследований является $m = (1,2 \div 1,8) \text{ Н с}^2/\text{м}$.

Важность учета технологических нагрузок от хлопка на стержнях колосника объясняется тем, что их величина меняется в широких пределах, в зависимости от подачи хлопка (производительности машины) и имеет случайный характер воздействия, скорости и ускорения колосника в функции технологической нагрузки от хлопка-сырца. Детерминирующей составляющей колебания нагрузки является низкая частота 5 Гц, что соответствует частоте вращения пильчатого

барабана очистителя. Высокочастотное составляющее 34 Гц обусловлено неравномерностью подачи хлопка-сырца. При расчетной нагрузке в системе колосники совершают с малой амплитудой колебания, $0,8 \div$. Увеличение же нагрузки до 60 Н приводит к увеличению амплитуды колебаний колосника до $1,8 \div 2,2$ мм. Но, при этом увеличение скорости колебания незначительное, $0,6 \div 0,8$ м/с. При дальнейшем увеличении нагрузки на практике обычно происходит забой хлопка-сырца между колосником и пыльным барабаном. Таким образом, разработанная конструкция колосниковой решетки на упругих опорах очистителя хлопка от крупного сора с рекомендованными рациональными параметрами обеспечивает повышение очистительного эффекта и производительность машины.

LITERATURE:

1. Funk, A.Pual, Wanjura, D.John. Cotton seed unloading systems. Journal of Cotton Science Vol. 21, Issue 1, pp. 51-59, Published 2017.
2. Джураев of A., Джамалханов Г., Юлдашев of P.X. Influence of furnace-bar grates with resilient supports on the cleansing effect of purifiers of large litter. Реф. Сб. Cotton industry, 1986, №2, с.8.
3. Джураев of A. Design of dynamics of machine aggregates of хлопка прерабатывающих machines. A monograph, of publ. is Fan, Tashkent, 1984, 128 p.
4. Раевский of H.P. Methods of experimental research of mechanical parameters of machines. М., publ. AN the USSR, 1952.