

АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИНАМИКИ СОСТАВНЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ХЛОПКООЧИСТИТЕЛЬНЫХ МАШИН

Shahboz Abdurashidov Abduqodir o'g'li

(НамДТУ)

shahbozabdurashidov51@gmail.com

Ключевые слова: хлопкоочистительная машина, составной рабочий орган, пильный цилиндр, динамика, изгибные колебания, крутильные колебания, жёсткость, критическая скорость, усилие сжатия, резонанс.

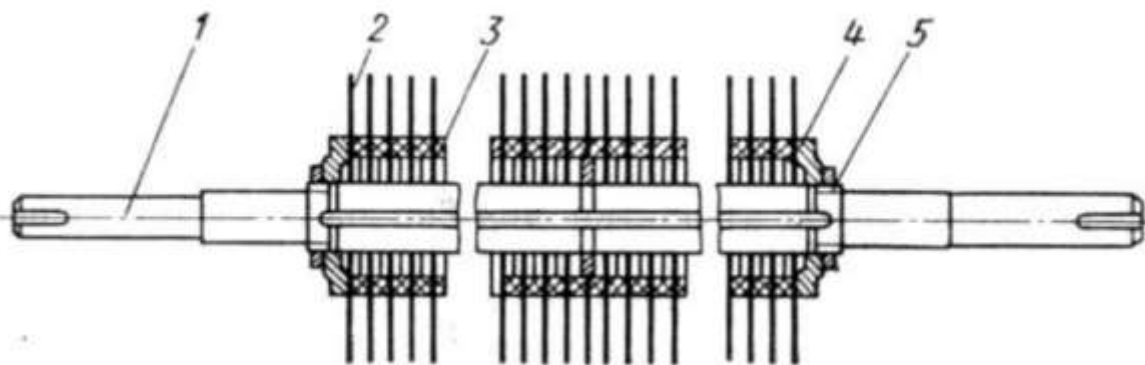
Резюме. В работе представлен анализ исследований, посвящённых динамике составных рабочих органов хлопкоочистительных машин. Рассмотрены существующие теоретические и экспериментальные исследования процессов изгибных и крутильных колебаний пильных цилиндров и рабочих органов с пакетами пило-прокладочных элементов. Проведена оценка современного состояния исследований по определению механических параметров составных рабочих органов, в частности по изучению их динамических процессов. На основе анализа выполненных исследований обоснована необходимость применения современных методов определения жёсткости пакетов пило-прокладочных элементов, учёта влияния усилия сжатия, а также методов расчёта изгибных и крутильных колебаний. Показаны возможности повышения прочности, надёжности и производительности составных рабочих органов за счёт совершенствования их динамических характеристик.

Key words: cotton cleaning machine, composite working body, saw cylinder, dynamics, bending vibrations, torsional vibrations, stiffness, critical speed, compressive force, resonance.

Summary. This paper presents an analysis of studies devoted to the dynamics of composite working bodies of cotton cleaning machines. Existing theoretical and experimental studies on the processes of bending and torsional vibrations of saw cylinders and working bodies with saw-spacer disk assemblies are reviewed. The current state of research is evaluated on determining the mechanical parameters of composite working bodies, particularly the investigation of their dynamic processes. Based on the analysis of previous studies, is substantiated the necessity of applying modern methods for determining the stiffness of saw-spacer disk assemblies, accounting for the influence of compressive forces, as well as methods for calculating bending and torsional vibrations. The possibilities of increasing are demonstrated the strength, reliability, and operational performance of composite working bodies through the improvement of their dynamic characteristics.

Введение. В большинстве машин для переработки хлопка основные рабочие органы имеют составную конструкцию; их сердцевину составляет пакет, сформированный путем набора плоских рабочих элементов и проставок на центральный вал и их стягивания с приложением продольного усилия. К таким элементам относятся пильный цилиндр пильного джина, рабочий валик валичного джина, пильные цилиндры волокноочистительных машин и линтеров, металлические щетчатые барабаны делинтеров, а также различные лабораторные устройства. Общей характеристикой рабочих органов данной категории является то, что величина сжимающего усилия достаточна для обеспечения их функционирования как единого цельного тела. Вследствие этого пакеты, состоящие из пильных дисков и проставок, подвергаются не только сжатию, но и изгибу, а также кручению.

На рис. 1 показана конструкция составного рабочего органа в виде пильного цилиндра - наиболее характерного типа подобных рабочих органов. Он состоит из следующих элементов: 1 - пильный вал, 2 - пилы, 3 - межпильные проставки,



4 - боковые зажимные шайбы и 5 - зажимные гайки.

Рисунок 1. Пильный цилиндр

В некоторых таких рабочих органах по центру рабочей части вала установлена неподвижная шайба, по обе стороны от которой размещены пильные диски и проставочные шайбы. Для предотвращения проворачивания пил в их посадочных отверстиях предусмотрены выступы, воспринимающие нагрузки, которые передаются на пильные диски со стороны хлопка-сырца; эти выступы входят в паз, выполненный вдоль вала.

Обзор литературы. Исследования динамики составных рабочих органов хлопкоочистительных машин в определенной мере опираются на работы, посвященные динамике текстильного оборудования, и на разработанные в этой области методики. Фундаментальное значение имеют исследования П.А. Малышева, М.Я. Кушуля, Я.И. Коритисского и А.И. Макарова, а также работы В.Л. Бидермана и А.Н. Крылова. Р.Г. Махкамов, Р.В. Корабельников, Р.З.

Бурнашев, П.Н. Тютин, М.М. Шукуров и другие изучали динамику различных машин и отдельных узлов в контексте анализа технологических процессов [2]. Х.Х. Усмонходжаев и А. Джураев исследовали отдельные аспекты динамики хлопкоочистительных машин, рассматривая их как динамические системы [4]. Значительные исследования были также посвящены составным рабочим органам машин для возделывания хлопка - тематике, тесно связанной с рассматриваемыми вопросами. Весомый вклад в эту область внес Х.Т. Туранов, исследовавший динамику многочисленных составных рабочих органов [5].

Анализ и результаты. Значительный объем работ посвящен изучению динамики основных рабочих органов хлопкоочистительных машин [5, 6]. Особого внимания заслуживают исследования [4–6], в которых представлены результаты теоретического и экспериментального анализа изгибных и крутильных колебаний пильного цилиндра джина. При исследовании изгибных колебаний автор использует инженерную теорию систем с распределенными параметрами и описывает эти колебания с помощью уравнения в частных производных четвертого порядка:

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m \frac{\partial^4 y}{\partial t^4} = F(x, t)$$

Определяется изгибная жесткость вала EJ , а его расчетная масса m находится путем суммирования масс пил, проставок и самого вала (при допущении о равномерном их распределении). Решение уравнения ищется с использованием фундаментальных функций Крылова при заданных граничных условиях.

Расчеты, выполненные с помощью ЭВМ, показывают, что для блоков пил и проставок на основном валу - до приложения усилия натяжения - критические частоты вращения для цилиндров с 80, 90 и 100 пилами составляют соответственно 1560, 1475 и 1400 об/мин.

Для учета влияния сжимающей силы автор использует известную зависимость, полученную для стержня, работающего на растяжение:

$$\omega_1 = \omega_0 \sqrt{Q/P_{kr}}$$

Здесь: Q - величина растягивающего усилия;

P_{kr} - величина критической силы для стержня;

h_{kr} - собственная частота изгибных колебаний стержня без учета растягивающего усилия;

На основе экспериментальных исследований автор пришел к выводу, что воздействие усилия затяжки пакета можно считать эквивалентным действию растягивающей силы, равной удвоенной величине усилия затяжки. Сравнив расчетные значения критических скоростей пильного цилиндра (определенные при различных величинах усилия затяжки пакета) с результатами экспериментов,

автор подтвердил обоснованность примененного метода.

Автор также сформулировал, проанализировал и решил дифференциальные уравнения, описывающие крутильные колебания пильного цилиндра. Было установлено, что первая критическая скорость пильного цилиндра составляет 7553,4 об/мин.

В другом исследовании авторы выполнили приближенные расчеты изгибных колебаний пильных цилиндров джинов [7]. Для сравнения были проведены расчеты для цилиндров с 80 и 100 пилами с использованием методов Рэлея и Данкерли. Эти расчеты выполнялись как с учетом, так и без учета жесткости пакетов, состоящих из пил и проставок. При этом жесткость пакета принималась равной жесткости сплошного тела из того же материала и с теми же геометрическими размерами. Авторы еще одной работы определили частоту собственных изгибных колебаний пильного цилиндра следующим образом [7–8].

$$\omega_l = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{gEI_{np}}{GL^3}}$$

Здесь:

g – ускорение свободного падения;

E – модуль упругости материала вала;

I_{kl} – момент инерции цилиндрического поперечного сечения, приведенный к материалу вала;

L – длина цилиндра.

Сравнив результаты расчетов с экспериментальными данными, авторы исследования пришли к выводу об их удовлетворительности. Существуют работы, посвященные обширным теоретическим и экспериментальным исследованиям, проведенным П.Н. Тютиным и Р.Я. Меламедовым [4]. В этих исследованиях авторы считают «метод начальных параметров» наиболее подходящим для анализа характеристик пильных цилиндров и применяют его соответствующим образом. Кроме того, в данных работах учитывается податливость опор цилиндра, а расчеты выполняются с использованием подходов А.Н. Крылова и М.И. Кушуля. Следует отметить, что эти исследования включают значительный объем ценной экспериментальной работы. Однако ни в одном из упомянутых исследований не учитывается влияние силы сжатия, приложенной к пакету пил. Для решения этой задачи были проведены эксперименты по определению изгибной жесткости пильных цилиндров, а результаты расчетов были скорректированы с учетом полученных данных. Наконец, в работе [3] автор предлагает два метода решения динамических задач для пильных цилиндров, используемых в машинах для джигирования и очистки волокна, которые имеют схожую конструкцию. Для определения критической скорости пильных цилиндров джинов автор применяет метод М.А. Кушуля для многопролетных валов [3]. При этом учитываются податливость опор, масса вала и влияние

гироскопических моментов пил. В ходе исследования было установлено, что влияние последнего фактора незначительно. Предполагается, что пилы и проставки равномерно распределены по длине вала, а их массы включены в общую массу вала. Что касается влияния силы сжатия на пакет, то оно рассматривается как эквивалентное действию растягивающей силы той же величины. В работе представлены пример расчета и экспериментальный график, демонстрирующий зависимость критической скорости пыльного цилиндра от силы сжатия, приложенной к пакету из пил и проставок.

В рассматриваемом источнике для определения критических скоростей пыльных цилиндров очистителя волокна 3OVP [8] был применен метод Рэлея из работы В.Л. Бидермана. При этом собственная частота изгибных колебаний пыльного цилиндра определяется по следующей формуле:

$$p = \sqrt{\frac{2U_0}{L}}$$

Здесь: U_0 - величина потенциальной энергии, соответствующая амплитудному смещению пыльного цилиндра;

L - длина вала;

Здесь также массы элементов сборки прибавляются к массе вала как распределенная масса, а действие силы затяжки сборки приравнивается к действию равной по величине силы, растягивающей вал.

Анализ специальной литературы показывает, что в большинстве машин для переработки хлопка основные технологические функции выполняют составные рабочие органы, для которых практически отсутствуют альтернативные монолитные конструкции. К ним относятся пыльные цилиндры и валики пыльных и валичных джинов, пыльные цилиндры волокноочистителей, пыльные цилиндры и барабаны с металлической щеткой линтеров и делинтеров, а также пыльные цилиндры очистителей хлопка в хлопкоуборочных машинах. Рассмотрение научных работ, посвященных этим рабочим органам, свидетельствует о том, что охват, объем и научный уровень исследований по определению их механических параметров - и в особенности по изучению динамических процессов - не в полной мере отвечают современным требованиям. В связи с этим необходимо в кратчайшие сроки решить следующие ключевые задачи:

1. Исследование изгибных и крутильных колебаний рабочих органов, имеющих в своем составе сборки из пил и проставок, на основе определения соответствующих значений жесткости с применением научно обоснованных и удобных для практического применения методов [7].

Технологическая значимость данной проблемы обусловлена прежде всего негативным влиянием вибраций на технологический процесс. Так, согласно [1], допустимый зазор между зубьями пил и колосниками в очистителях волокна составляет 0,3–0,5 мм, а допустимое боковое биение пил - 0,15 мм. Измерения

показали, что прогиб пильного цилиндра очистителя волокна под действием собственного веса составляет 1,6–1,8 мм. При этом амплитуда вибрации достигает 0,5–0,6 мм на рабочих скоростях и 1,5–3,0 мм на скоростях, близких к резонансным [1]. Простые геометрические расчеты свидетельствуют о том, что в таких условиях колебания величины зазора составляют 2,1–2,4 мм на рабочих скоростях и 3,1–4,8 мм вблизи резонанса. Это означает, что даже при относительно низких рабочих скоростях невозможно гарантировать сохранение зазора между пилой и колосником; как следствие, случайные колебания нагрузки могут привести к ударам зубьев о колосник. Действительно, почти в половине случаев возгораний на машинах с пильными цилиндрами не удается обнаружить металлический предмет, послуживший причиной пожара; в таких ситуациях есть основания связывать возгорание с ударом пилы о колосник вследствие вибрации. На основании полученных результатов сделан вывод о том, что скорость вращения составных рабочих органов может быть увеличена за счет максимизации собственных частот колебаний цилиндров.

Актуальность данной проблемы подтверждается примером, приведенным в литературе [4]: повышение частоты вращения пильных цилиндров в машинах для очистки волокна с $24,16 \text{ с}^{-1}$ до $33,33 \text{ с}^{-1}$ (и выше) не было реализовано из-за невозможности устранить сильные вибрации. При этом было убедительно доказано, что такое увеличение скорости технологически необходимо для повышения эффективности очистки и производительности оборудования. Практический опыт показывает, что вибрация пильного цилиндра может приводить к постепенному ослаблению гайки, фиксирующей блок пил и проставок, что влечет за собой снижение и последующую потерю усилия затяжки. Это уменьшает изгибную жесткость рабочего органа джинна и снижает частоту его собственных колебаний, создавая риск возникновения резонансных колебаний в рабочем диапазоне скоростей. В целом, составные рабочие органы считаются наименее надежными узлами машин для очистки хлопка. Вследствие этого данные вращающиеся составные элементы - и в особенности пильные блоки - подлежат ежегодной замене, а на устранение связанных с ними неисправностей уходит до 40% рабочего времени [7]. Такое положение дел в эксплуатации технологического оборудования хлопкоочистительной промышленности обусловлено недостаточной изученностью динамики входящих в его состав рабочих органов и, как следствие, отсутствием современных методик расчета их прочности и надежности.

Работы, упомянутые в [8], могут служить надежной основой для проведения комплексных исследований изгибных и крутильных колебаний составных рабочих органов машин для очистки хлопка. В рамках этих исследований были разработаны научно обоснованные, надежные и удобные в применении методы

расчета дополнительной жесткости (возникающей при сжатии пакетов пильных дисков данных составных рабочих органов) в зависимости от величины сжимающей силы. Для анализа динамики этих составных рабочих органов в качестве единой методологии при составлении определяющих дифференциальных уравнений были использованы принцип Гамильтона и уравнения Лагранжа второго рода.

1. Исследование влияния различных динамических факторов на изгибные и крутильные колебания составных рабочих органов. Необходимость подобных исследований обусловлена двумя факторами: во-первых, многие из этих рабочих органов подвергаются воздействию значительных силовых факторов, способных влиять на динамические процессы; во-вторых, геометрические параметры многих составных рабочих органов требуют рассматривать их как короткие валы. Например, отношение диаметра к длине пильного цилиндра в очистителе хлопоуборочной машины составляет примерно 0,55. С учетом этих обстоятельств, а также геометрии рабочих органов и специфики условий их эксплуатации, при анализе изгибных и крутильных колебаний необходимо учитывать эффекты деформации поперечного сечения, инерции кручения и деформации сдвига - наряду с действием продольных, поперечных и крутящих внешних сил. Такие исследования могут быть выполнены с использованием методов, описанных в источниках, приведенных в [9].

На основании изложенного выше, цель и задачи данного исследования могут быть сформулированы следующим образом:

1. Исследовать процессы изгибных и крутильных колебаний рабочих органов хлопоочистительных машин, представляющих собой пакеты из пильных дисков и проставок, с применением современных методов теоретического определения продольной, изгибной и крутильной жесткости таких пакетов, находящихся под действием продольной сжимающей силы.

2. Изучить влияние поперечных и крутильных сил, деформации (искажения формы) сечений, моментов инерции сечений при кручении и деформаций сдвига на процессы изгибных и крутильных колебаний, установив взаимосвязь этих факторов с конструктивными характеристиками.

3. Проанализировать процессы изгибных колебаний рабочих органов хлопоочистительных машин (пакетов из пильных дисков и проставок) с учетом воздействия внешних поперечных сил, инерции сечений при кручении и деформаций сдвига на различные их компоненты. Вывести соответствующие дифференциальные уравнения изгибных колебаний для различных рабочих органов. 4. Вывести соответствующие дифференциальные уравнения крутильных колебаний для различных рабочих органов хлопоочистительных машин - в частности, узлов пильного типа, - исследовав процессы крутильных колебаний с

учетом внешних крутильных воздействий, деформации сечений и их влияния на различные элементы конструкции.

5. Экспериментальное исследование изгибных и крутильных колебаний пильных цилиндров в хлопкоочистительных машинах. Анализ и решение с применением компьютерного моделирования дифференциальных уравнений, описывающих изгибные колебания рабочих органов этих машин, с последующим сопоставлением расчетных и экспериментальных данных.

6. Разработка сборочного устройства, позволяющего регулировать усилие стяжки пакета пил и проставок пильных цилиндров, а также экспериментальное исследование влияния этого усилия на процесс отделения волокна и его качество.

7. Формулирование общих выводов и практических рекомендаций по применению результатов исследования.

Заключение. На основании вышеизложенного представляется важным исследовать процессы изгибных и крутильных колебаний рабочих органов (пакетов пил и проставок) хлопкоочистительных машин, разработать устройство для сборки пильных цилиндров с регулируемым усилием стяжки, а также экспериментально изучить влияние этого усилия на процесс отделения волокна и его качество. В связи с этим необходимо сформулировать практические рекомендации по внедрению результатов исследования.

Литература

1. Мирошниченко Г.И. Основы проектирования машин первичной обработки хлопка – Москва: «Машиностроение», 1972.
2. Тютин П.Н., Меламедов Р.Ю. О регламентации допусков на джинные междупильные прокладки и пилы. // – Ташкент: Сборник НИР., вып. 27, 1975.
3. Тютин П.Н., Меламедов Р.Ю. Применение калибровки при изготовлении междупильных джинно-линтерных прокладок. // Хлопковая промышленность, №3, 1975.
4. Туранов Х.Т., Дулабаев А. Экспериментальное исследование энергоемкости куракоуборочной машины СКО-5.4. // Механизация хлопководства, №8, 1977.
5. Усманходжаев Х.Х., Джураев А., Рахматкариев Ш.У. Исследование вопросов машинного агрегата с упругим ротационным отбойным органом джина. / Доклады Ан. УзССР, 1976, №6, – С. 22-23.
6. Усманходжаев Х.Х., Рахматкариев Ш.У., Джураев А.К. К исследованию технологических машин хлопкоочистительной промышленности. // – Алма-Ата: Материалы 1-Всесоюзного съезда по ТММ. 1977, – С. 268- 269.
7. Коритисский Я.И. Динамика упругих систем текстильных машин. –

Москва: «Легкая и пищевая промышленность», 1982.

8. Абдувахидов М. Об изгибных колебаниях составных роторов с учетом влияния сдвига и поворота сечений на пакете. // – Москва: Депонированная рукопись. ЦНИИТЭИлегпром, №3340, 31.07.91.

9. Абдувахидов М. Исследование изгибных колебаний составных роторов. – Ташкент: Труды международной конференции «Проблемные вопросы механики и машиностроения», 1993.