

На правах рукописи



Губанов Сергей Геннадьевич

**ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ
ДИНАМИЧЕСКИХ И КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ШТРИПСОВЫХ СТАНКОВ**

Специальность 05.05.06 – «Горные машины»

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук

Москва 2018

Работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС» (НИТУ «МИСиС»).

Научный руководитель: Секретов Михаил Валентинович

кандидат технических наук, доцент

Официальные оппоненты: Юнгмейстер Дмитрий Алексеевич,

доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет», профессор кафедры «Машиностроения»;

Поляков Алексей Вячеславович,

кандидат технических наук, эксперт ООО «Экспертиза Промышленной Безопасности»

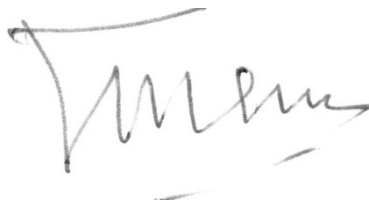
Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова»

Защита состоится «14» июня 2018 г. в 14 часов на заседании диссертационного совета Д212.132.15 при НИТУ «МИСиС» по адресу: г. Москва, Ленинский пр-т, д. 6, стр. 2, ауд. А-305.

С диссертацией можно ознакомиться в научно-технической библиотеке НИТУ «МИСиС» и на сайте http://misis.ru/files/9625/Gubanov_dis.pdf.

Автореферат разослан «__» _____ 2018 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
канд. техн. наук, профессор



Е.Е. Шешко

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Камнеобрабатывающее производство в России недостаточно развито. Объемы производимых изделий из камня значительно ниже спроса. Одним из способов решения этой задачи является повышение производительности оборудования для распиливания камня. Одним из видов такого оборудования, имеющего высокую производительность и относительную надежность, являются штрипсовые станки для распиливания крепких горных пород. Продукцией, выпускаемой штрипсовыми станками, являются тонкомерные плиты-заготовки большой ширины. Такие плиты можно получать с помощью штрипсового дробового и алмазно-канатного способа распиливания. Но при этом штрипсовый дробовой дешевле алмазного способа в 1,5-2 раза. Недостатком штрипсового дробового способа являются большие потери при последующей шлифовально-полировальной операции по отношению с алмазно-канатным, а также относительно большие потери на сепарацию и рекуперацию дроби. Недостатком алмазно-канатного способа является частые порывы канатов, которые снижают надежность оборудования. Эти два способа распиливания являются конкурирующими.

Штрипсовые станки применяются на крупных камнеобрабатывающих предприятиях. Одним из таких является Московский камнеобрабатывающий комбинат (г. Долгопрудный, Московская область). Они работают в тяжелых условиях: высокие динамические нагрузки, высокоабразивная и обводненная среда, вследствие чего возникают отказы различных систем станка. При этом стоит задача повышения их производительности. Эту задачу можно решить за счет увеличения размеров рабочего пространства, а именно поперечной длины пильной рамы, а также за счет оптимизации траектории движения рабочего инструмента (штрипсовых пил). Поэтому, исследования, направленные на повышение производительности штрипсовых станков путем обоснования и выбора их рациональных динамических и конструктивных параметров являются актуальными.

Степень научной разработанности темы исследования.

Анализ ранее проведенных исследований показал, что существующих методик определения значений и характера динамических нагрузок в узлах штрипсовых станков достаточно мало. При этом ранее не производилось математическое описание выпуклой траектории движений пильной рамы

штрипсовых станков с невысокой жесткостью передаточных элементов. Существующие современные модели станков разрабатывались с учетом анализа практического опыта, без проведения научного обоснования.

Исследования по оптимизации работы штрипсовых станков проводились российскими и иностранными учеными Александровым В.А., Баграмяном Г.М., Берлиным Ю.Я., Варданяном К.С., Волуевым И.В., Картавым Н.Г., Морозовым В.И., Первовым К.М., Прокофьевым Г.Ф., Секретовым М.В., Сычевым Ю.И., Ткачем В.Р., Царицыным В.В., Черкашиным И.Ю., Шалаевым И.Я., Шкодой Р.М., Ванингером, Викрамом К., Ленсом Г.Х., Хасданом С.М. и другими

Описание режимов эксплуатации, анализа конструкций и надежности штрипсовых станков были рассмотрены в работах Сычёва Ю.И., Картавого Н.Г., Секретова М.В., Берлина Ю.Я., Шалаева И.Я., Волуева И.В. В работах этих ученых, а также зарубежных ученых Ленса Г.Х., Ванингера, Хасдана С.М., проводились исследования устойчивости рабочего инструмента, а также были установлены критические значения усилия на рабочем инструменте.

Особое значение для проведения исследований имеет методика установления кинематических и динамических параметров штрипсовых станков представленная в литературе. Важными параметрами для проведения дальнейших исследований являются: значение параметра частоты качания пильной рамы; инерционные силы, возникающие в приводе основного движения, с учетом которых определяются значения сил инерции кривошипно-шатунного механизма, а также установлены параметры маховика станка.

Актуальной научной задачей является создание математических моделей, которые позволят определить динамические нагрузки в системе, «ходовой винт – ходовая гайка») приводе ее вертикальной подачи исследуемого станка. Определение этих нагрузок необходимо для обоснования и выбора рациональных динамических и конструктивных параметров штрипсовых станков, которые позволяют повысить их производительность.

Цель работы – повышение производительности штрипсовых станков за счет установления рациональных динамических и конструктивных параметров.

Идея работы заключается в учете прогиба штрипсовых пил, величина которого влияет на динамические нагрузки в системе «пильная рама», а также приводе ее вертикальной подачи.

Задачи исследования. Цель достигается решением следующих основных

задач:

- **анализом** современного состояния и перспектив развития конструкций штрипсовых станков с криволинейной траекторией пильной рамы;
- **анализом производительности и** надежности станка, позволяющим определить слабые узлы станка;
- **разработкой** математических моделей нагрузок в системе «пильная рама» штрипсового станка и приводе вертикальной подачи при выпуклой траектории распиливания;
- **сопоставительным анализом** экспериментальных и теоретических исследований характера нагрузок, возникающих в системе «ходовой винт – ходовая гайка» привода вертикальной подачи станка для подтверждения корректности созданных математических моделей;
- **сравнительным анализом** действующих нагрузок в приводе вертикальной подачи штрипсовых станков с маятниковой и выпуклой траекторией движения пильной рамы;
- **установлением рациональных конструктивных параметров** привода вертикальной подачи (диаметра d_2 , длины $L_{ХГ}$, шага S ходовой гайки, модуля зубчатой передачи редуктора ходового винта *и* поперечной длины пильной рамы $L_{ПР}$ на основании прочностных расчётов);
- **разработкой** схемы штрипсового комплекса максимально возможной производительности.

Научные положения, выносимые на защиту:

1. Разработана математическая модель выпуклой траектории движения системы «пильная рама» штрипсового станка, учитывающая динамические нагрузки в приводе вертикальной подачи с жесткой системой передаточных звеньев, на основании которой установлены зависимости изменения осевого усилия на ходовых винтах $F_{ХВ}$ и крутящего момента на передаточных звеньях $M_{ЗВ}$, позволяющие определить рациональные конструктивные параметры станка.
2. Математическая модель действующего крутящего момента $M_{КР}$ в передаточных звеньях привода вертикальной подачи пильной рамы штрипсовых станков с невысокой жёсткостью, на основании которой определены рациональные величины диаметров «длинных» передаточных валов, получены зависимости изменения крутящего момента $M_{КР}$ на передаточных звеньях во времени.

3. Получены зависимости изменения прочностных и конструктивных параметров передаточных звеньев (среднего диаметра ходовой гайки d_2 и модуля зубчатой передачи m) привода вертикальной подачи от ширины пильной рамы, которые позволяют повысить производительность стрипсового станка.

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждена теоретическими и экспериментальными исследованиями. Расхождение результатов экспериментальных и теоретических исследований нагрузок в приводе вертикальной подачи пильной рамы не превышает 5%.

Научное значение диссертации заключается: в разработке математической модели выпуклой траектории, на основании которой были определены зависимости динамических нагрузок в системе «пильная рама» и приводе ее вертикальной подачи во времени; в установлении срока вероятного отказа ходовой гайки с учетом скорости абразивного изнашивания витков резьбы.

Практическое значение выполненных исследований заключается в разработке методик: проведения эксперимента по определению нагрузок в приводе вертикальной подачи стрипсового станка; определения сроков замены ходовых гаек привода вертикальной подачи стрипсового станка; определения сроков замены зубчатых колес редуктора ходового винта. Методики выполняются по алгоритмам, которые реализуются в компьютерной математической программе «MathCAD».

Реализация выводов и рекомендаций работы. ООО «МКК» и ООО «Гипроуглемаш» приняли к использованию следующие результаты диссертационной работы:

- методику проведения эксперимента по определению нагрузок в приводе вертикальной подачи стрипсового станка;
- методику определения сроков замены ходовых гаек привода вертикальной подачи стрипсового станка;
- методику определения сроков замены зубчатых колес редуктора ходового винта.

Апробация работы. По результатам диссертации сделаны доклады на нижеследующих научных форумах:

- Международный научный симпозиум «Неделя горняка - 2013 гг. (г. Москва, МГГУ);
- XVII Международная экологическая конференция студентов и молодых ученых «Горное дело и окружающая среда. Инновации и высокие технологии XXI века» - 2013 гг. (г. Москва, МГГУ);
- 9-я Международная научная школа молодых ученых и специалистов «Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых» в 2012 г. (г. Москва, ИПКОН РАН);
- VI Международная научно-техническая конференция «Современные техника и технологии горно-металлургической отрасли и пути их развития» – в 2013 г. (г. Навои, Узбекистан)
- семинары кафедры Горные машины и оборудование (с 2015г. кафедра «Горное оборудование, транспорт и машиностроение» НИТУ «МИСиС») в 2010-2018 гг. (г. Москва, МГГУ).

Публикации. Результаты выполненных исследований освещены в пяти публикациях, в том числе в двух статьях, опубликованных в изданиях, входящих в перечень Высшей аттестационной комиссии Министерства образования и науки Российской Федерации.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, приложения, содержит список использованных источников из **82** наименования и включает **90** рисунков.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дано обоснование актуальности работы, ее цель, идея, показаны научная новизна, выносимых на защиту положений, практическая ценность и результаты реализации работы.

В первой главе диссертационной работы представлено описание основных технологических операций эксплуатации штрипсовых станков высокой производительности, а также проведен подробный анализ конструкции штрипсовых станков с криволинейной траекторией движения пильной рамы. На рисунке 1 представлена кинематическая схема привода вертикальной подачи пильной рамы штрипсового станка.

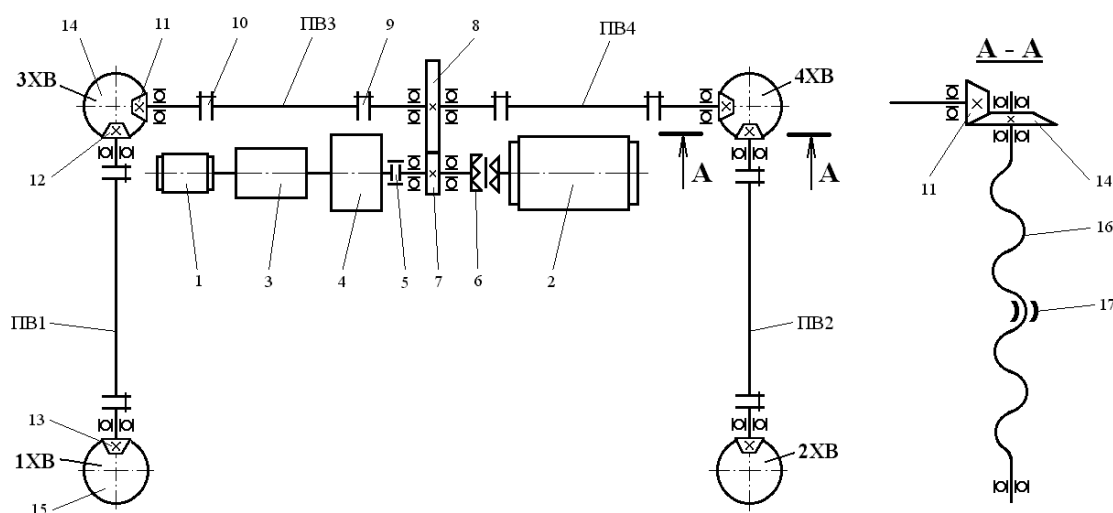


Рисунок 1 - Кинематическая схема привода вертикальной подачи пильной рамы штрипсового станка: 1 – электродвигатель рабочей подачи; 2 – электродвигатель ускоренной подачи; 3 – система вариаторного регулирования; 4 – планетарный редуктор; 5 – зубчатая муфта; 6 – кулачковая муфта; 7,8 – цилиндрические зубчатые колёса (цилиндрический редуктор); 9 – втулочная муфта; 10 – дисковая муфта; 11, 12,13 – коническая вал-шестерня; 14,15 – коническое зубчатое колесо; 16 – ходовой винт; 17 – ходовая гайка

Далее был выполнен расчет производительности, который определил, что одним из самых эффективных способов её повышения является увеличение поперечной длины пильной рамы. Для того чтобы увеличить ее поперечную длину, необходимо выполнить прочностной анализ привода вертикальной подачи пильной рамы базовой и модернизированной конструкции.

Также актуальным является анализ надежности станка, позволяющий определить его слабые узлы и на основании этого, внести изменения в конструкцию станка. Проведенные расчеты позволили определить основные показатели надежности штрипсовых станков: коэффициент готовности, среднее время наработки на отказ, вероятность безотказной работы, среднее время восстановления и вероятность восстановления объекта технологического оборудования.

Проведенные расчеты и анализ конструкций штрипсовых станков высокой производительности показали, что необходимо провести следующие исследования:

- создать математические модели нагрузок в системе «пильная рама» штрипсового станка и приводе ее вертикальной подачи при выпуклой траектории распиливания. Создание таких математических моделей позволит

производить прочностные расчеты передаточных звеньев системы вертикальной подачи станка;

- экспериментально определить характер нагрузок, возникающих в системе «ходовой винт – ходовая гайка» привода вертикальной подачи станка для подтверждения корректности созданных математических моделей;
- обосновать и выбрать рациональные динамические и конструктивные параметры штрипсовых станков, которые позволят повысить их производительность.

В завершении главы 1 было дано общее описание существующих методов расчета динамических нагрузок в элементах штрипсовых станков, часть которых была положена в основу диссертационной работы.

Во второй главе на рисунке 2 представлена схема системы «пильная рама», где R_p – длина маятниковой подвески, м; S – расстояние между точками

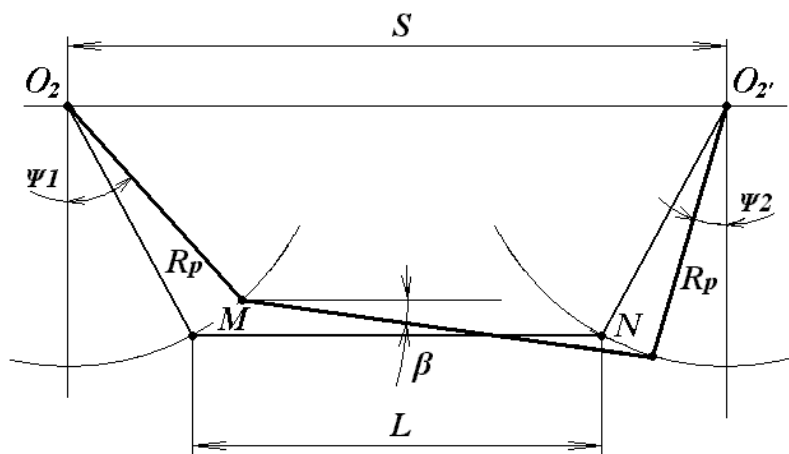


Рисунок 2 - Схема системы «пильная рама»

подвеса O_2 и $O_{2'}$, м; L – расстояние между точками крепления маятниковых подвесок к пильной раме M и N , м; Ψ_1 и Ψ_2 – текущие углы отклонения маятниковых подвесок, рад; β – угол отклонения пильной рамы от горизонтального положения, рад. Выпуклая траектория движения пильной рамы описывается сплайн-интерполяционной кривой $Y(\Phi_2)$. Она представлена на рисунке 3. Здесь Y – координата контакта пилы с блоком по вертикальной оси y , м, Φ_2 – угол отклонения маятниковой подвески, рад.

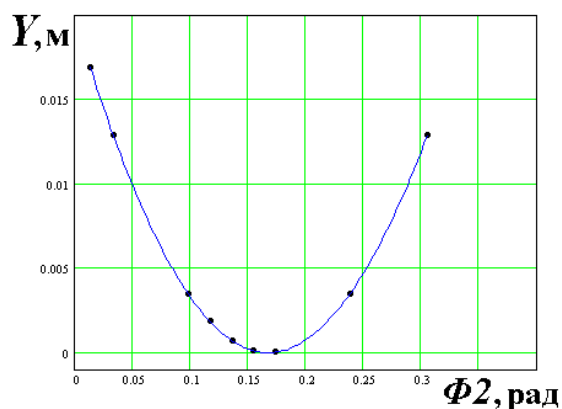


Рисунок 3 - Зависимость максимальных значений Y от Φ_2

Полученная математическая модель выпуклой траектории является основой для динамических расчетов в системе «пильная рама» и вертикальной подачи.

Ключевым звеном для определения нагрузок в приводе вертикальной подачи пильной рамы являются ходовые винты и гайки. Нагрузка на ходовые винты определяется исходя из формулы:

$$F_{iXB} = Q - Y_{O_{iXB}}, \text{ Н}, \quad (1)$$

где Q – нагрузка, действующая со стороны блока на пильную раму и приведенная к ходовому винту, Н. Значение Q определяется на основании величины усилия на штрипсовую пилу P со стороны распиливаемого блока. Величина P определяется опытным путем. Результаты проведенных исследований по определению критического усилия на штрипсовую пилу P_{\max} приведены в литературе. Определение значения Q основывается на решении уравнения упругой линии балки (штрипсовой пилы). Величина нагрузки Q определяется по следующей формуле:

$$Q = \frac{1}{4} \cdot n \cdot P \cdot E_i, \text{ Н}, \quad (2)$$

где n – количество задействованных в распиливании пил, установленных в раме; E_i – коэффициент приведения сил P к i -тому ходовому винту. Коэффициент E_i зависит от геометрических параметров системы «пильная рама – маятниковые подвески – ходовые гайки» и от текущего значения угла отклонения маятниковых подвесок Ψ_1 или Ψ_2 .

Значение $Y_{O_{iXB}}$ в формуле (1) – суммарная сила тяжести и инерции, действующая на i -тый ходовой винт. Значение $Y_{O_{3XB}}$ для 3-го и 4-го ходового винта определяется по формуле (здесь система "пильная рама" рассматривается как физический маятник [1])

$$Y_{O_{3XB}} = m_C (g - \varepsilon_{МП} \cdot a(\Psi_2) \cdot \sin|\Psi_2| + \omega_{МП}^2 \cdot a(\Psi_2) \cdot \cos|\Psi_2|), \text{ Н}, \quad (3)$$

где Ψ_2 – угол отклонения маятниковой подвески, рад; m_C – масса (кг) системы «пильная рама»; g – ускорение свободного падения, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$; $a(\Psi_2)$ – центр инерции системы «пильная рама», м; $\omega_{МП}$ – угловая скорость (с^{-1}) маятниковой подвески (находится, как производная функции угла отклонения маятниковой подвески Ψ_2); $\varepsilon_{МП}$ – угловое ускорение (с^{-2}) маятниковой подвески (находится, как вторая производная функции угла отклонения маятниковой подвески Ψ_2).

На основании полученной формулы (1) построены зависимости $F_{3XB}(\Psi_2)$ и $F_{3XB}(t)$. Они представлены, соответственно, на рисунках 4 и 6. Из графиков определяется максимальная и минимальная нагрузки на ходовые винты. Величина максимальной и минимальной нагрузки необходимы при расчетах на прочность и выносливость ходовых винтов и гаек.

Определив нагрузку F_{iXB} на ходовой винт, можно, исходя из этого, определить момент на ходовом винте M_{iXB} по формуле

$$M_{iXB} = \frac{F_{iXB} \cdot S_X}{2\pi \cdot \eta_{BP}}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (4)$$

где S_X – ход винта, то есть расстояние между соседними витками одной и той же винтовой линии, измеренной по образующей цилиндра, м; $S_X = SZ$, где S – шаг винта, то есть расстояние между соседними витками, измеренное по образующей цилиндра независимо от того, принадлежат ли эти соседние витки одной и той же линии или другим, ей параллельным, м; Z – число заходов винта (число параллельных винтовых линий); η_{BP} – к.п.д. винтовой пары.

На основании полученной формулы (4) построены зависимости $M_{3XB}(\Psi_2)$ и $M_{3XB}(t)$. Они представлены, соответственно, на рисунках 5 и 7. Полученные величины необходимы в дальнейшем при прочностных расчётах.

Зная значения M_{iXB} и передаточные числа звеньев, можно рассчитать крутящие моменты на различных звеньях рабочей подачи $M_{ЗВ}$ и крутящий момент на электродвигателе 1 (см. рисунок 1)

$$M_{ДВ.1} = \sum_1^m \frac{M_{iXB}}{i_{1-iXB} \cdot \eta_{1-iXB}}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (5)$$

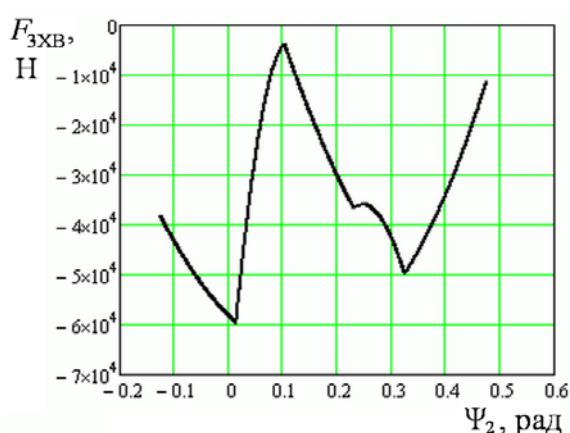


Рисунок 4 - Зависимость нагрузок, действующих на ходовой винт 3 F_{3XB} , от угла отклонения маятниковой подвески Ψ_2

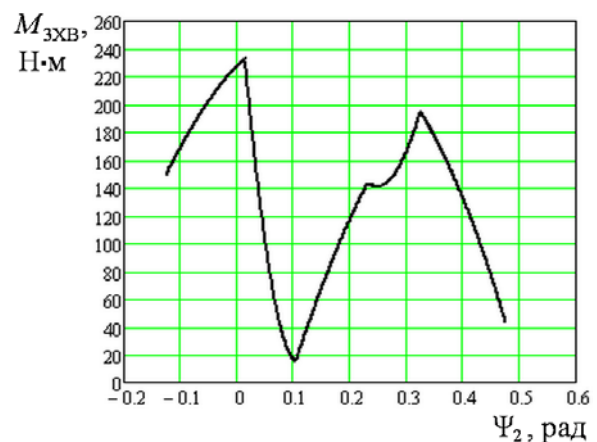


Рисунок 5 - Зависимость момента, действующего на ходовом винте $F_{3XB,MAX}$, от угла отклонения маятниковой подвески Ψ_2

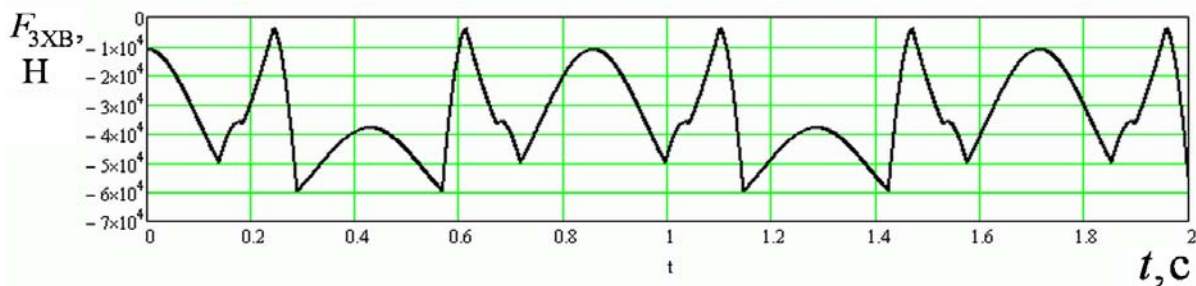


Рисунок 6 - Зависимость нагрузок, действующих на ходовой винт 3 F_{3XB} , от времени работы станка t

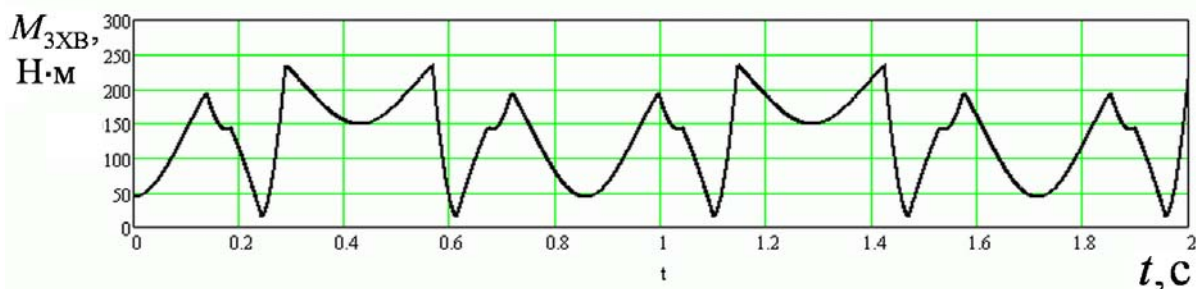


Рисунок 7 - Зависимость момента, действующего на ходовом винте F_{1XB} , от времени работы станка t

где i_{1-iXB} – передаточное число от вала электродвигателя 1 до i -ого ходового винта, η_{1-iXB} – к.п.д. кинематической цепи «электродвигатель 1 – i -ый ходовой винт», m – количество ходовых винтов.

Отрезки кривых на рисунках 4, 5 (графики соответствуют одному и тому же режиму работы) при угле отклонения Ψ_2 от $+0,02$ до $+0,32$ рад. соответствуют движению пильной рамы в контакте с распиливаемым блоком. При этом происходит процесс перекатывания с проскальзыванием пилы по дну пропила. Таким образом, осуществляется операция распиливания. Абразивным элементом при распиливании является стальная закалённая дробь, которая подается в пропилы сверху в жидкой известковой пульпе. Отрезки от $-0,13$ до $+0,02$ рад. и от $+0,32$ до $+0,48$ рад. соответствуют свободному движению пильной рамы (вне контакте с распиливаемым блоком). Причем отрезки при Ψ_2 от $+0,02$ до $+0,11$ рад. и от $+0,23$ до $0,32$ рад. соответствуют началу и концу контакта штрипсовой пилы с блоком, которые происходят в крайних точках распиливаемого блока. Контакт пил с распиливаемым блоком на отрезке при Ψ_2 от $+0,02$ до $+0,32$ рад. является в некотором приближении точечным.

Формулы (4) и (5) могут применяться только для жесткой системы передаточных звеньев, т.е. в условиях хорошей смазки узла «ходовой винт – ходовая гайка», при достаточно большом диаметре передаточных валов и т.п.

Полученные зависимости необходимы для анализа прочности, выносливости, устойчивости рабочих звеньев. Это анализ позволяет определить оптимальные режимные, прочностные и конструктивные параметры станка.

В третьей главе диссертационной работы дано описание экспериментальной установки (рисунок 8), разработанной М.В. Секретовым и использованной с целью определения реальных нагрузок в приводе вертикальной подачи штрипсового станка.

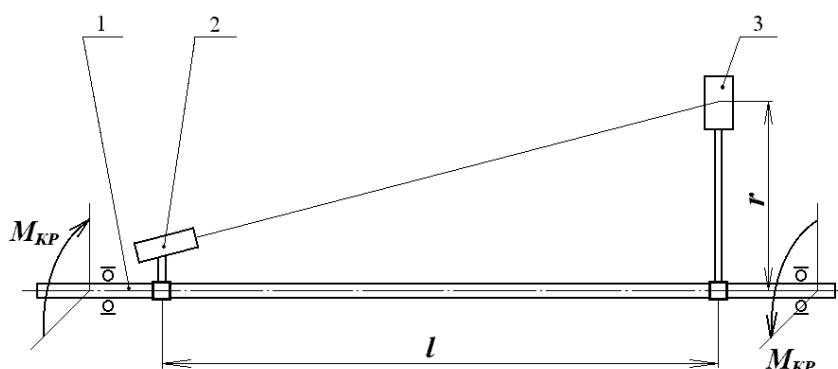


Рисунок 8 - Экспериментальная лазерная установка для определения реальных нагрузок в приводе вертикальной подачи штрипсового станка:

1 - исследуемый длинный вал привода вертикальной подачи; 2 - лазерная установка; 3 - приемное устройство

На рисунке 8 l – длина исследуемого участка на передаточном валу, м; r – расстояние от оси вала до проекции лазера на фотоплёнку (до щели) приёмного устройства), м.

Лазерный луч от лазерной установки 2 направляется на приемное устройство, в котором находится механизм перематывания фотопленки. При увеличении крутящего момента на валу происходит его деформация (скручивание), которая отображается на фотопленке в виде отклонения проекции засвеченного луча лазера. В итоге, после проявления пленки, видна лазерограмма – кривая изменения крутящего момента на валу.

Полученные величины отклонений лазера на пленке переводились в величины крутящих моментов на передаточном валу по формуле:

$$M_{кр} = \frac{l_{\varphi} \cdot G \cdot J_p}{l \cdot r}, \quad (6)$$

где l_{φ} - длина засвеченной дуги отклонения лазерного луча на фотопленке, м; G – модуль упругости при скручивании (второго рода), $G \approx 8 \cdot 10^{10}$ Па, J_p – полярный момент инерции сечения вала (или втулки).

Результаты замеров в виде лазерограмм крутящих моментов на передаточном валу ПВ2 во времени представлены на рисунке 9. Кривые лазерограмм имеют два характерных участка. Первый участок представлен наклонным отрезком, который отражает процесс скручивания передаточного вала при стопорении ходового винта в ходовой гайке при большой нагрузке $F_{ХВ}$ и, соответственно, характеризующий повышение крутящего момента. Второй участок представлен в виде кривой сброса крутящего момента до нуля.

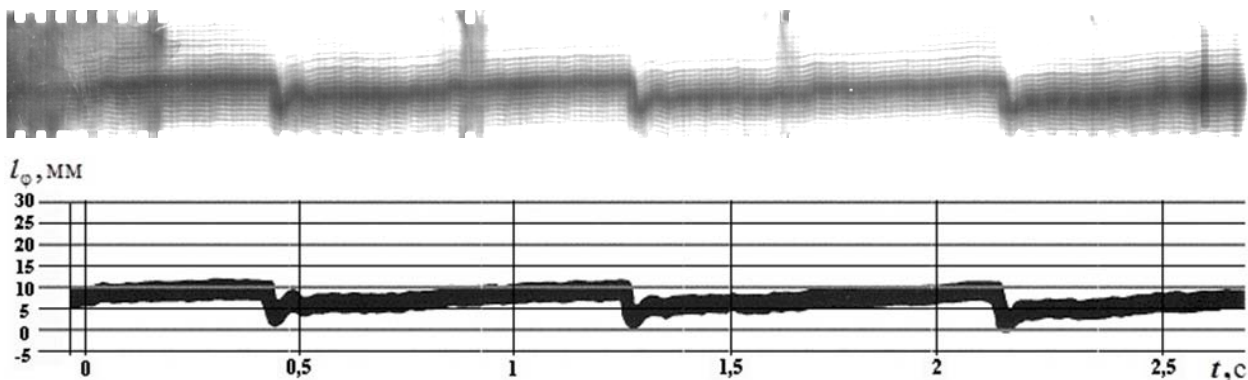


Рисунок 9 - Лазерограмма изменения крутящего момента во времени на передаточном валу

Характер кривых на лазерограммах свидетельствует о том, что привод вертикальной подачи имеет невысокую жесткость передаточных валов. Такая система характеризуется проворачиванием ходового винта в ходовой гайке только на втором участке лазерограммы.

Во время экспериментов было зафиксировано максимальное отклонение $l_{\varphi} = 15$ мм, что соответствует максимальному крутящему моменту на передаточном валу ПВ1 станка 1 $M_{кр.макс} = 91,0$ Н·м. Найденные максимальные значения необходимы для проведения прочностных расчетов передаточных звеньев вертикальной подачи станка.

Во время стопорения ходового винта электродвигатель рабочей подачи (см. рисунок 1) продолжает вращаться, закручивая все передаточные звенья до

ходового винта (включительно). При этом крутящий момент на всех звеньях постепенно возрастает. В работе была определена зависимость момента скручивания на ходовом винте $M_{СКР.iXB}$ от времени стопорения $t_{СТ}$:

$$M_{СКР.iXB} = \frac{N_{ДВ}}{K} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot t_{СТ}}{60 \cdot K}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (7)$$

где $N_{ДВ}$ – угол закручивания вала двигателя, рад; n – частота вращения электродвигателя, мин⁻¹; K – коэффициент приведения значений $l_{ЗВ}$, $G_{ЗВ}$, $J_{Р.ЗВ}$.

$$K = \frac{k_{XB} l_{1XB}}{G_{1XB} J_{Р.1XB}} \cdot i_{ДВ-1XB} + \frac{0,323 l_{12-13}}{G_{12-13} \cdot J_{Р.12-13}} \cdot i_{ДВ-12-13} + \frac{0,687 l_{8-11}}{G_{8-11} \cdot J_{Р.8-11}} \cdot i_{ДВ-8-11} +$$

$$+ \frac{0,281 l_{4-7}}{G_{4-7} \cdot J_{Р.4-7}} \cdot i_{ДВ-4-7} + \frac{2,77 \cdot 10^{-4} l_{3-4}}{G_{3-4} \cdot J_{Р.3-4}} \cdot i_{ДВ-3-4} + \frac{3,44 \cdot 10^{-4} l_3}{G_3 \cdot J_{Р.3}} \cdot i_{ДВ-3} + \frac{4,01 \cdot 10^{-4} l_{1-3}}{G_{1-3} \cdot J_{Р.1-3}}, \quad k_{XB}$$

где – коэффициент использования ходового винта по длине (скручиваемой части винта), l_{1XB} , l_{12-13} , l_{8-11} , l_{4-7} , l_{3-4} , l_3 , l_{1-3} – длины передаточных звеньев, м; G_{1XB} , G_{12-13} , G_{8-11} , G_{4-7} , G_{3-4} , G_3 , G_{1-3} – модуль упругости при сдвиге материала передаточного звена, для сталей $G = 8 \cdot 10^{10}$ Н/м²; $J_{Р.1XB}$, $J_{Р.12-13}$, $J_{Р.8-11}$, $J_{Р.4-7}$, $J_{Р.3-4}$, $J_{Р.3}$, $J_{Р.1-3}$ – полярный момент инерции передаточных звеньев, м⁴, $i_{ДВ-1XB}$, $i_{ДВ-12-13}$, $i_{ДВ-8-11}$, $i_{ДВ-4-7}$, $i_{ДВ-3-4}$, $i_{ДВ-3}$ – передаточные числа от двигателя до передаточных элементов 2, 3, $ПВи$ и $ПВj, jXB$.

Графики зависимостей $M_{СКР.iXB}(t_{СТ})$ для ходовых винтов и $M_{СКР.iПВ}(t_{СТ})$ от времени работы станка представлены на рисунке 10 в виде прямых нарастающих напряжений в материале передаточного вала. Максимальное наблюдаемое значение крутящего момента на длинных передаточных валах штрипсовых станков Masterbreton за время исследований на ООО «МКК» составило $M_{СКР.iПВ.МАХ} = 180$ Н·м. Теоретически максимальное расчетное значение момента скручивания может составлять $M_{СКР.iПВ.МАХ} = 250$ Н·м. Анализ графиков показывает, что для диаметров валов 0,050; 0,055; 0,060 м. возможен режим работы с постоянным прокручиванием ходового винта в ходовой гайке, даже при максимальных нагрузках. Такой режим сопровождается высокими нагрузками в момент прокручивания ходового винта в ходовой гайке и ведет к срыву материала витков ходовой гайки, выполненной из алюминиево-железистой бронзы, и уменьшает ее срок службы.

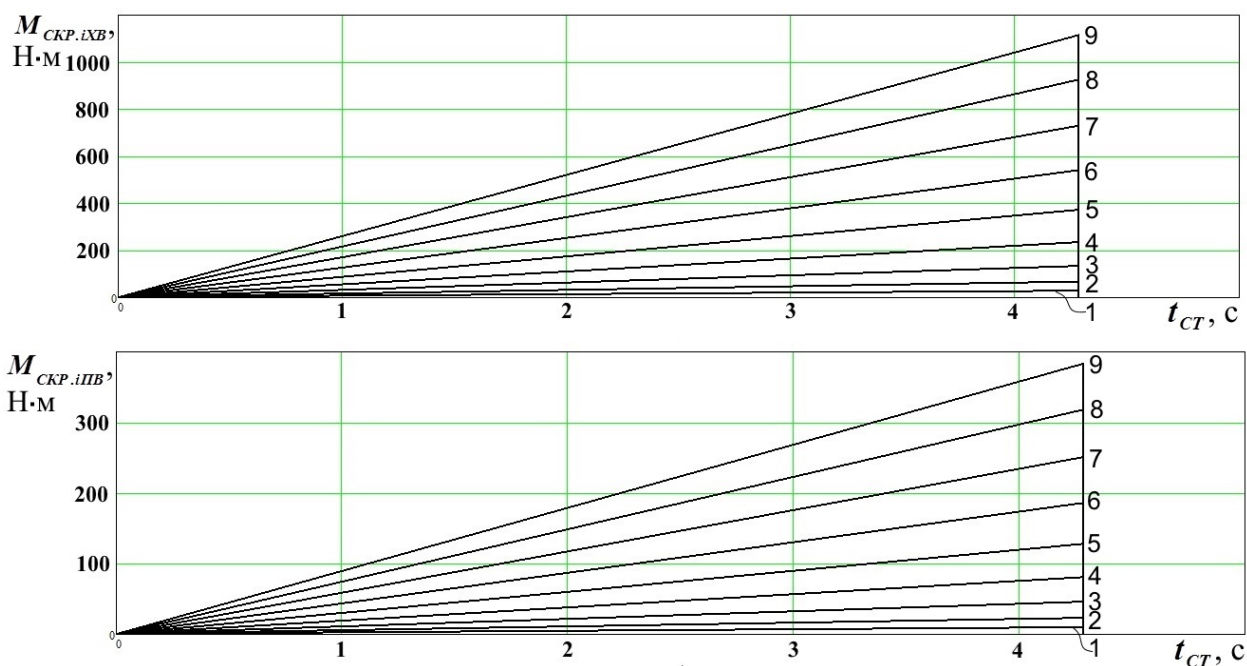


Рисунок 10 - Графики нарастания крутящих моментов на ходовом винте $M_{CKP.IXB}$ и передаточном валу $M_{CKP.iПВ}$ во времени t_{CT} при значениях диаметров длинных передаточных валов D , соответственно для: 1 – 0,020 м, 2 – 0,025 м, 3 – 0,030 м, 4 – 0,035 м, 5 – 0,040 м, 6 – 0,045 м, 7 – 0,050 м, 8 – 0,055 м, 9 – 0,060 м

Жесткость привода вертикальной подачи зависит от нескольких факторов (массы системы «пильная рама», коэффициент трения в паре ходовых винта и гайки, длины и диаметра передаточных валов и т.п). В случае нежесткой системы передаточных звеньев и сбросе нагрузок на передаточных валах через пять циклов прямые 7, 8, 9 достигают и затем превышают критическое значение момента скручивания $M_{CKP.iПВ.MAX} = 250$. Резкий сброс нагрузок также ведет к срыву материала витков ходовой гайки и уменьшает ее срок службы. Наиболее благоприятным режимом работы привода вертикальной подачи является сброс нагрузок через 1 цикл (1 двойной ход пильной рамы).

На основании полученных максимальных значений были проведены прочностные расчеты передаточных валов. Они показывают, что целесообразно применять длинные передаточные валы с диаметром равным или более 0,025 ÷ 0,030 м.

Таким образом, оптимальный диаметр длинных передаточных валов для данного варианта штрипсового станка составляет 0,030 ÷ 0,045 м.

Полученные теоретические зависимости для системы вертикального привода с невысокой жесткостью передаточных звеньев привода вертикальной подачи пильной рамы, как правило, подстраиваются под реальные нагрузки, т.е. в этом случае можно произвести процесс моделирования реальных крутящих моментов $M_{iXB}(t)$ и $M_{зВ}(t)$. Результаты данного процесса моделирования представлены на рисунке 11.

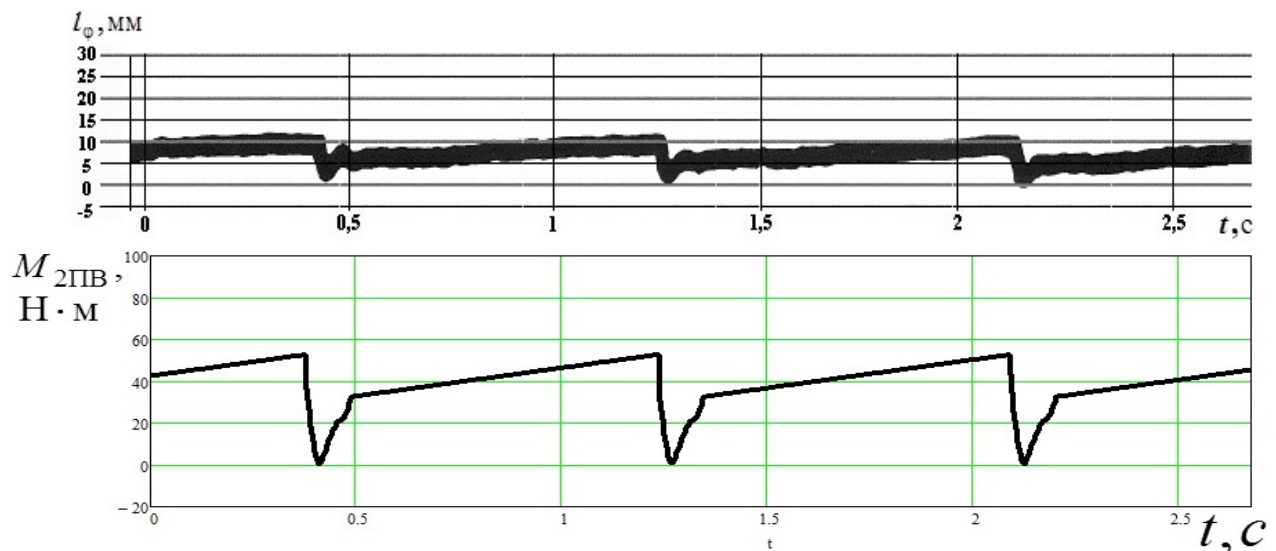


Рисунок 11 - Сопоставление графиков крутящих моментов на передаточном валу ПВ2М_{2ПВ}, полученных во время эксперимента аналитическим методом

Далее в 3-тней главе был проведен сравнительный анализ действующих нагрузок в приводе вертикальной подачи штрипсовых станков с маятниковой и выпуклой траекторией движения пильной рамы. Проведенный анализ свидетельствует о том, что процесс распиливания, характеризуемый действием нагрузки $Q_{пр}$, происходит при выпуклой траектории, в отличии от маятниковой, за счет сосредоточенного контакта на непрерывно перемещающемся участке реза. При этом длительность контакта при выпуклой траектории больше, чем при маятниковой на 10-15%. Это позволяет повысить давление распиливания при относительно невысокой энергоемкости этого процесса, и соответственно, повысить производительность.

Для нежесткой системы привода вертикальной подачи пильной рамы при выпуклой траектории ее движения характерен наиболее благоприятный режим работы, характеризующийся снижением динамики рабочего процесса и величинами крутящих моментов в передаточных звеньях на 30-40% за счёт

более частых сбросов крутящих моментов в крайнем положении движения (мёртвых точках). В таком положении действие суммарных составляющих сил тяжести и сил инерции, возникающих при движении пильной рамы, Y_{G+un} минимально по величине (рисунок 12).

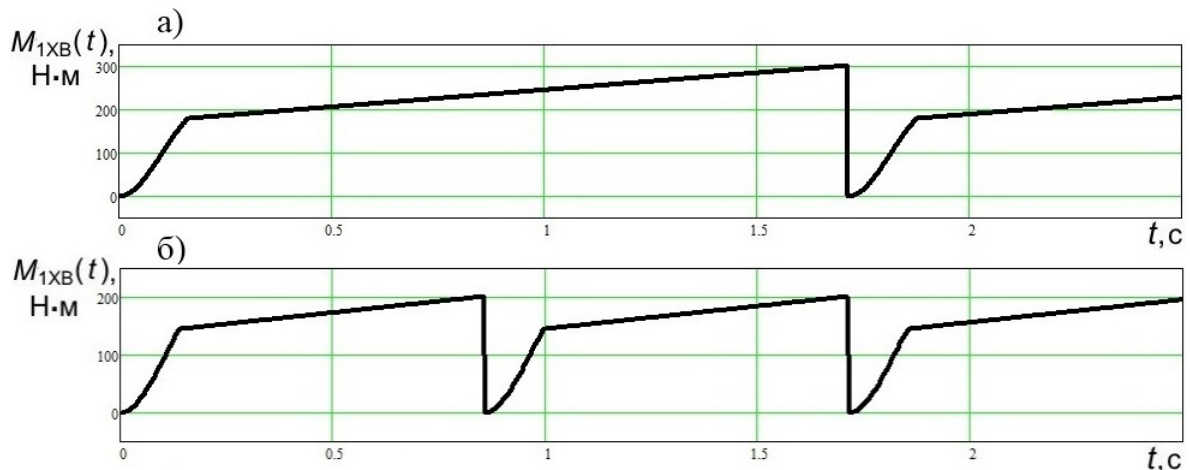
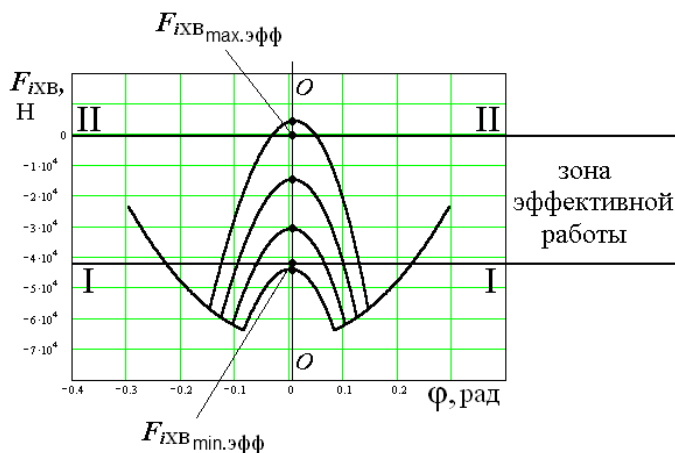


Рисунок 12 - Графики зависимости крутящих моментов на ходовых винтах M_{ixb} от времени работы t при сбросе в крайних точках движения пильной рамы для: маятниковой траектории (а, б), выпуклой траектории (в-г)

Недостатком выпуклой траектории движения по отношению к маятниковой является более высокие динамические нагрузки на каркас (колонны) станка.

В 4-ой главе дан анализ режимных параметров штрипсовых станков и определена зона эффективного действия осевой нагрузки в паре «ходовой винт – ходовая гайка» (рисунки 13 и 14) и нагрузок в приводе вертикальной подачи пильной рамы.



**Рисунок 13 - Зона эффективного действия осевой нагрузки F_{ixb} в паре "ходовой винт – ходовая гайка" при маятниковой траектории движения пильной рамы;
 ϕ – угол отклонения маятниковой подвески от вертикального положения**

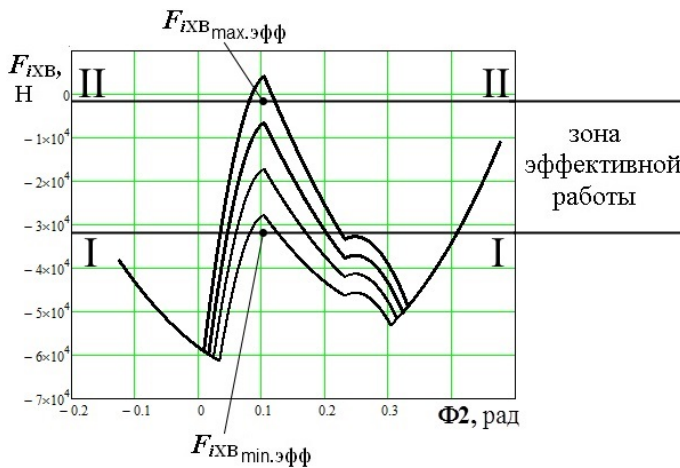


Рисунок 14 - Зона эффективного действия осевой нагрузки F_{IXB} в паре "ходовой винт – ходовая гайка" при выпуклой траектории движения пильной рамы; $\Phi 2$ – угол отклонения маятниковой подвески от вертикального положения

Значения $F_{IXB \max.эфф}$ и $F_{IXB \min.эфф}$ соответствуют максимальной и минимальной скорости вертикальной подачи пильной рамы S_{\max} и S_{\min} . Значение скоростей

$$S_{\max} \approx (1,20 \dots 1,25) S_{\text{ном}}, \quad S_{\min} \approx (0,75 \dots 0,85) S_{\text{ном}}, \quad \text{мм/ч},$$

где $S_{\text{ном}}$ – номинальная скорость вертикальной подачи пильной рамы, мм/ч.

Даны рекомендации по выбору рациональных скоростей вертикальной подачи пильной рамы штрипсового станка.

На основании полученных значений осевой нагрузки в паре «ходовой винт – ходовая гайка» был разработан прочностной расчет ходовых винтов и ходовых гаек с учетом абразивного износа рабочих поверхностей витков и определено время наиболее вероятной поломки ходовой гайки.

При абразивном изнашивании из-за уменьшения высоты срезаемого сечения витка резьбы s_0 будут возрастать напряжения среза $\tau_{\text{ср}}$. Напряжения среза в витках изношенной гайки можно определить по формуле:

$$\tau_{\text{ср(изн)}} = \tau_{\text{ср(const)}} \frac{S_{0(\text{const})}}{S_{0(\text{const})} - V_{\text{изн(1цикл)}} N} \leq [\tau]_{\text{ср.r}}, \quad (8)$$

где $\tau_{\text{ср(const)}}$ – напряжения среза в витках неизношенной гайки, $S_{0(\text{const})}$ – высота срезаемого сечения витка резьбы неизношенной гайки, мм; $V_{\text{изн(1цикл)}}$ – скорость изнашивания за 1 цикл нагружения, N – число циклов нагружения (введено как переменная величина), $[\tau]_{\text{ср.r}}$ – допускаемое усталостное напряжение среза в витках ходовой гайки [4]

На основании формулы (8) получена зависимость напряжений среза в витках резьбы изношенной ходовой гайки $\tau_{\text{ср(изн)}}$ (рисунок 15, кривая 1). Кривая 2 на рисунке 15 обозначает допускаемые усталостные напряжения среза $[\tau]_{\text{ср.r}}$

от числа циклов нагружения N , кривая 3 – допускаемое предельное напряжение среза в ходовой гайке $[\tau]_{\text{ср}}$, равное 36 МПа.

Графики, представленные на рисунке 15 показывают, что интенсивное разрушение ходовой гайки вследствие нарастания рабочих напряжений в области упругопластического деформирования происходит при $N_{\text{разр}} = (3,9 \dots 5,2) \cdot 10^7$ циклов (кривая 1). Количество циклов нагружения до начальной стадии процесса разрушения $N_{\text{нач.разр}}$ (точка С на рисунке 15) переведем во время работы ходовой гайки

$$t_{\text{нач.разр}} = N_{\text{нач.разр}} / N_{\text{хг.1год}}, \text{ лет,}$$

где $N_{\text{хг.1год}}$ – суммарное число циклов нагружения витков резьбы ходовой гайки за 1 год. На основании расчётов в работе $N_{\text{хг.1год}} = 3,7 \cdot 10^7$ циклов. Таким образом, $t_{\text{нач.разр}} = 3,9 \cdot 10^7 / 3,7 \cdot 10^7 = 1,05$ года,

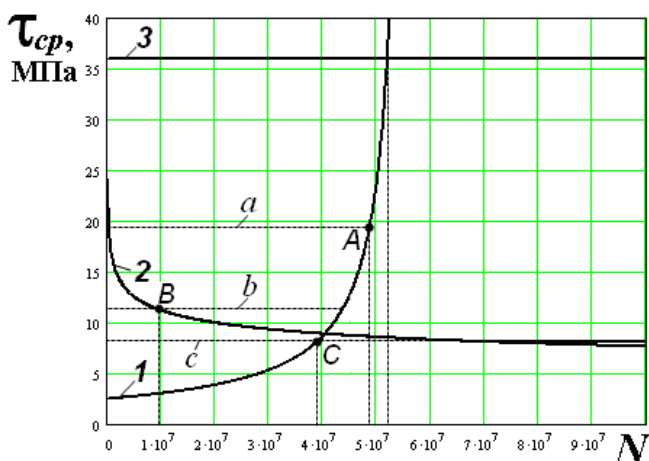


Рисунок 15 - Зависимость напряжений среза в витках ходовой гайки от числа циклов нагружения:
1 – увеличение напряжения при абразивном износе; 2 – кривая усталости (Велера); 3 – предельно допускаемые напряжения)

В соответствии со значением $t_{\text{нач.разр}}$ целесообразно с этого времени осуществлять внимательный контроль за работой ходовой гайки, т.к. может произойти ее поломка.

Далее дано описание методики расчета по определению времени наиболее вероятной поломки ходовой гайки.

Значение количества циклов до вероятного разрушения, исходя из анализа графика будет составлять $N_{\text{вер.разр}} \approx 4,9 \cdot 10^7$ циклов. Этому значению будет соответствовать значение напряжения $\tau_{\text{ср}} = 19,3$ МПа.

Количество циклов нагружения до вероятного разрушения $N_{\text{вер.разр}}$ переведем во время работы ходовой гайки

$$t_{\text{вер.разр}} = N_{\text{вер.разр}} / N_{\text{хг.1год}} = 4,9 \cdot 10^7 / 3,7 \cdot 10^7 = 1,32 \text{ года.}$$

Далее в 4-ой главе были определены графики изменения нагрузки $F_{\text{ихв}}$ в паре «ходовой винт – ходовая гайка» в зависимости от времени t и от

поперечной длины пильной рамы $L_{\text{ПР}}$. Графики этих зависимостей представлены на рисунках 16-18.

Анализ графика $F_{\text{ХВ}}(t)$ на рисунке 16 показывает, что максимально возможная поперечная длина пильной рамы составляет $L_{\text{ПР}} = 5,5$ м, так как величины $F_{\text{ХВ}}$ не должны пересекать нулевую отметку нагрузок, иначе в паре «ходовой винт – ходовая гайка» будут возникать большие динамические нагрузки, связанные с резкой сменой рабочих поверхностей витков. Графики на рисунках 17 и 18 необходимы для дальнейших прочностных расчетов.

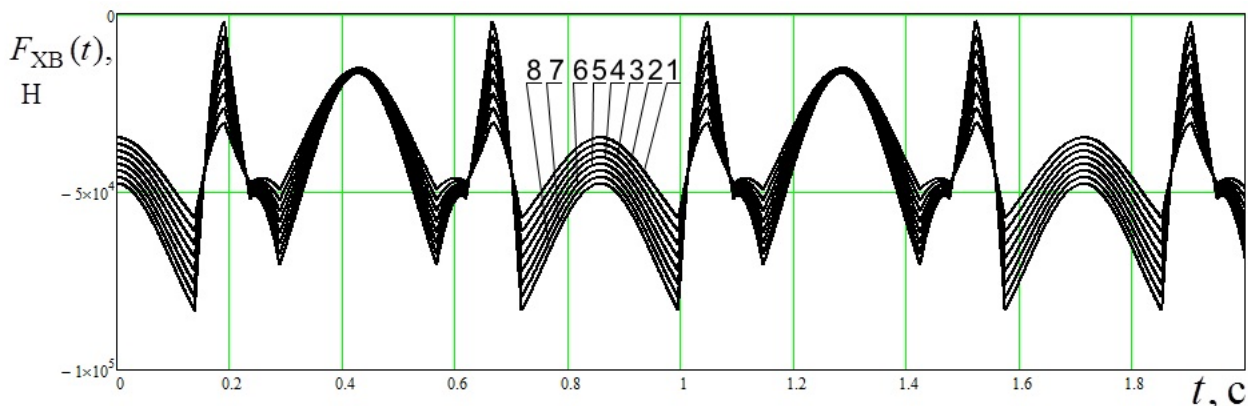


Рисунок 16 - График изменения осевой нагрузки на ходовом винте и ходовой гайке вертикальной подачи пильной рамы $F_{\text{ХВ}}$ во времени t при сбросе нагрузки в фазе контакта пил с блоком и при сбросе нагрузки в мертвых точках хода пильной рамы (минимальном действии инерционных сил на систему «пильная рама») (графикам 1;2;3;4;5;6;7;8 соответствуют значения поперечной длины $L_{\text{ПР}} = 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5$ м)

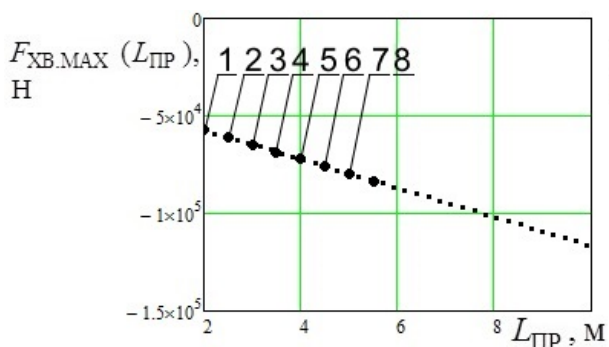


Рисунок 17 - График зависимости изменения максимальной осевой нагрузки $F_{\text{ХВ.МАХ}}$ от поперечной длины $L_{\text{ПР}}$ пильной рамы при сбросе нагрузки в фазе контакта пил с блоком

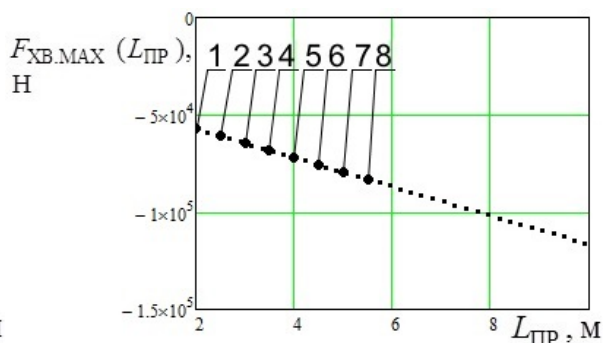


Рисунок 18 - График зависимости изменения максимальной осевой нагрузки $F_{\text{ХВ.МАХ}}$ от поперечной длины $L_{\text{ПР}}$ пильной рамы при сбросе нагрузки в мёртвых точках хода пильной рамы (минимальном действии

На основании полученных данных были произведены прочностные расчеты на срез и смятие рабочих витков ходового винта и ходовой гайки и

определены варианты повышения их прочности в зависимости от увеличения поперечной длины пильной рамы:

1. увеличение среднего диаметра ходовой гайки d_2 без увеличения размеров рабочих витков (шаг S и высота профиля h),
2. пропорциональное увеличение среднего диаметра ходовой гайки d_2 и размеров рабочих витков (шаг S и высота профиля h),
3. увеличение длины ходовой гайки $L_{ХГ}$ без увеличения их диаметра и размеров рабочих витков,
4. пропорциональное увеличение длины ходовой гайки $L_{ХГ}$ и размеров рабочих витков (шаг S и высота профиля h),
5. увеличение только размеров рабочих витков (шаг S и высота профиля h) без увеличения длины ходовой гайки $L_{ХГ}$ и с соблюдением постоянства величины внутреннего (меньшего) диаметра резьбы ходовой гайки d_1 ($d_1 = \text{const}$).
6. увеличение размеров рабочих витков (шаг S и высота профиля h) с пропорциональным увеличением длины ходовой гайки $L_{ХГ}$ и с соблюдением постоянства величины внутреннего (меньшего) диаметра резьбы ходовой гайки d_1 ($d_1 = \text{const}$).

Анализ полученных зависимостей показал, что для максимально возможного значения поперечной длины пильной рамы исследуемой модели станка $L_{ПР} = 5,5$ м. соответствует ходовая гайка со средним диаметром $d_2 = 74 \div 80$ мм, длиной $L_{ХГ} = 150 \div 200$ мм и шагом $S = 12 \div 16$ мм; зубчатая шестерня и колесо редуктора ходового винта с круговым профилем в плане, имеющая модуль $m = 8 \div 9$ мм.

Графики зависимостей изменения среднего диаметра ходовой гайки d_2 при различных вариантах повышения прочности ходовых гаек от поперечной длины пильной рамы $L_{ПР}$, полученные на основании прочностных расчетов, представлены на рисунке 19.

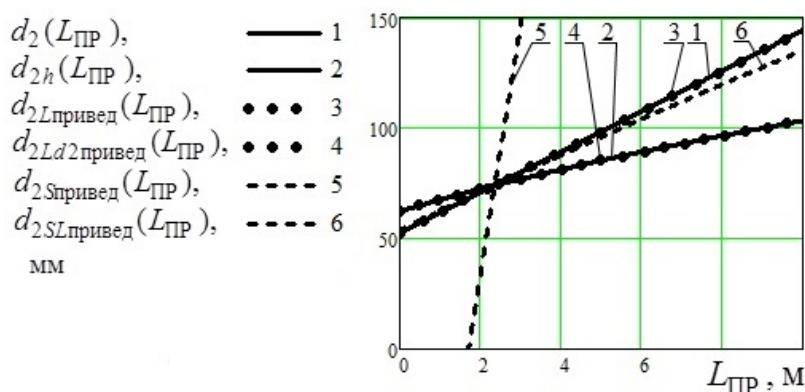


Рисунок 19 - Графики зависимостей изменения среднего диаметра ходовой гайки d_2 и приведённого среднего диаметра $d_{2привед}$ при различных вариантах повышения прочности ходовых гаек от поперечной длины пильной рамы $L_{ПР}$

В конце главы предложено техническое решение – штрипсовый комплекс (рисунок 20), который предназначен для крупных камнеобрабатывающих производств, специализирующихся на большом объеме выпуска тонкомерных плит-заготовок с большими размерами по длине и ширине (слэбов).

У таких комплексов, состоящих из штрипсовых модулей, организуется единая линия для подачи блоков в рабочее пространство станка и выдача из него распиленной ставки плит-заготовок для транспортирования к следующей технологической операции (шлифовально-полировальной или фрезерно-окантовочной). Также формируется общее подвальное помещение для оборудования по производству абразивной пульпы. Такой комплекс позволяет кардинальным способом увеличить рабочее пространство для размещения распиливаемых блоков.

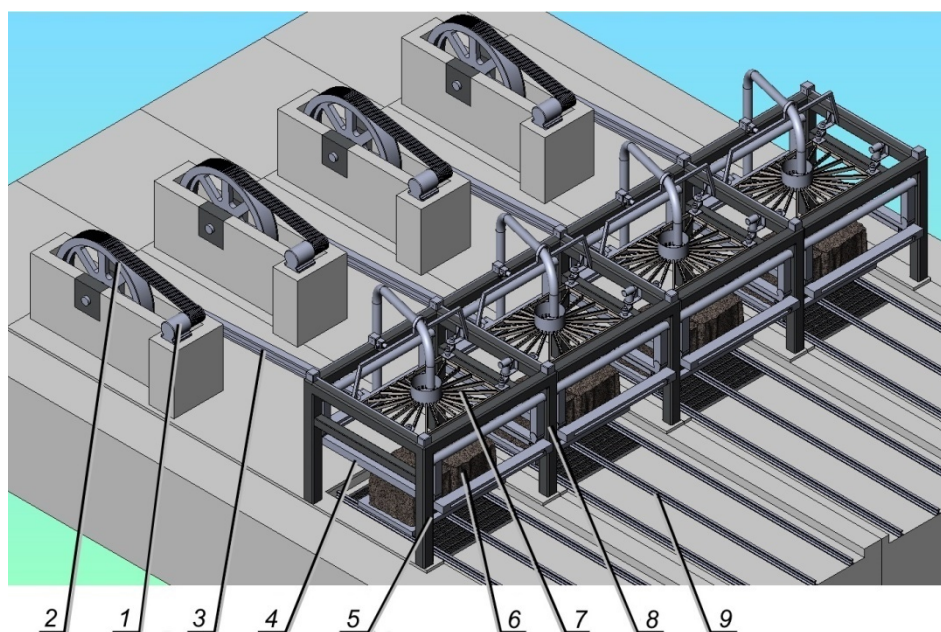


Рисунок 20 - Штрипсовый комплекс

1 - электропривод качания пильной рамы, 2 - маховик, 3 - кривошипно-шатунный механизм, 4 - пильная рама, 5 - каркас (станина), 6 - рабочее пространство и распиливаемые блоки, 7 - пульпораспределительная система, 8 - общая колонна двух соседних модулей, 9 - рельсовый путь станочной тележки

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе на основе выполненных исследований дано новое решение актуальной научной задачи – установление зависимостей динамических нагрузок в системе «пильная рама» и приводе вертикальной подачи, которые позволяют определить рациональные динамические и конструктивные параметры штрипсовых станков, что позволяет повысить

производительность их работы.

Основные научные выводы и результаты диссертационной работы, заключаются в следующем:

1. Разработана математическая модель выпуклой траектории движения системы «пильная рама» штрипсового станка и динамических нагрузок, на основании которой определены зависимости нагрузок в пильной раме $Q_{\text{пр}}$; суммарных сил тяжести и инерции системы «пильная рама», приведённых к ходовым винтам $Y_{o_{\text{ixb}}}$; осевых сил на ходовых винтах F_{ixb} ; крутящие моменты на ходовых винтах M_{ixb} и на передаточных звеньях с высокой жесткостью привода вертикальной подачи пильной рамы $M_{\text{зв}}$ от угла отклонения маятниковой подвески φ и времени t , позволяющая определить рациональные динамические и режимные параметры.
2. Разработана математическая модель жесткости передаточных звеньев привода подачи пильной рамы, на основании которой определена зависимость изменения крутящего момента на ходовом винте $M_{\text{СКР.ixb}}$ время стопорения ходового винта $t_{\text{СТ}}$, позволяющая выбрать для различных типов штрипсовых станков определенные диаметры валов. Расчетный диаметр передаточных валов для исследуемых в работе штрипсовых станков составляет $0,030 \div 0,045$ м. На основании полученных данных разработана модель нагрузок, действующих на ходовых винтах M_{ixb} и передаточных валах $M_{\text{пв}}$ от времени работы t в случае небольшой жесткости передаточных звеньев привода вертикальной подачи пильной рамы, позволяющая определить рациональные конструктивные параметры этих звеньев. Расхождение результатов экспериментальных и теоретических исследований составляет 4,4%.
3. В результате сравнительного анализа траекторий движения пильной рамы установлено, что выпуклая траектория эффективнее маятниковой с точки зрения нагрузок в приводе вертикальной подачи с нежесткой системой передаточных звеньев. Максимальные величины крутящих моментов в передаточных звеньях на 30-40% меньше, что подтверждается графически.
4. Установлены зависимости режимных параметров штрипсового распиливания от действия нагрузок в системе «пильная рама» и приводе вертикальной

подачи. Максимальная и минимальная скорость вертикальной подачи пильной рамы S_{\max} и S_{\min} соответствуют максимальному и минимальному значению осевой нагрузки на ходовые винты $F_{iXB.\max}$ и $F_{iXB.\min}$. Максимальные отклонения величин скоростей подачи по отношению к номинальному $S_{\text{ном}}$ составляет:

$$S_{\max} \approx (1,20 \dots 1,25) S_{\text{ном}}; S_{\min} \approx (0,75 \dots 0,85) S_{\text{ном}}.$$

5. Установлено время наиболее вероятной поломки ходовой гайки $t_{\text{вер.разр}}$ на основании прочностной расчета ходовых винтов и ходовых гаек с учётом абразивного износа рабочих поверхностей витков. Даны рекомендации по повышению их долговечности за счет увеличения диаметра d и шага s .
6. Установлены зависимости изменения конструктивных параметров низконадежных элементов привода вертикальной подачи пильной рамы штрипсового станка с выпуклой траекторией ее движения: диаметра d_2 , длины $L_{\text{ХГ}}$, шага S ходовой гайки, модуля зубчатой передачи редуктора ходового винта m от поперечной длины пильной рамы $L_{\text{ПР}}$ на основании динамических и прочностных расчетов. Анализ полученных зависимостей показал, что для максимально возможного значения поперечной длины пильной рамы исследуемой модели станка $L_{\text{ПР}} = 5,5$ м. соответствует ходовая гайка со средним диаметром $d_2 = 74 \div 80$ мм, длиной $L_{\text{ХГ}} = 150 \div 200$ мм и шагом $S = 12 \div 16$ мм; зубчатая шестерня и колесо редуктора ходового винта с круговым профилем в плане, имеющая модуль $m = 8 \div 9$ мм. В соответствии с полученными зависимостями предложена конструкция штрипсового комплекса с поперечной длиной пильной рамы, зависящей от числа штрипсовых модулей.
7. Основные результаты диссертационной работы приняты к реализации в плановых проектно-конструкторских разработках ООО «МКК» и ООО «Гипроуглемаш».

Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы: исследовать динамические и конструктивные параметры для других траекторий движения пильной рамы штрипсового станка.

Основные положения диссертации отражены в следующих работах

1. Губанов С.Г., Секретов М.В. Анализ производительности и эффективности и эффективности эксплуатации штрипсовых станков ведущих фирм мира: // Научный вестник МГГУ. №1 (1). – М.: 2010. С. 31 - 34
2. Губанов С.Г., Секретов М.В., Секретов В.В. Повышение эффективности эксплуатации штрипсовых станков для распиливания гранитных блоков // Горное оборудование и электромеханика. №5, 2011-С.44-49
3. Губанов С.Г. Анализ рациональных и режимных параметров штрипсовых станков. В сб. материалов 9-ой международной молодежной научной школы «Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых» Том 2. – М.: ИПКОН РАН, 2012 - С. 155 – 158
4. Губанов С.Г. Определение характера и величины динамических нагрузок в приводе вертикальной подачи штрипсового станка. В сб. материалов VI международной научно-технической конференции «Современные техника и технологии горно-металлургической отрасли и пути их развития» – Навои, Узбекистан: 2013 - С. 213 – 214
5. Губанов С.Г., Секретов М.В., Секретов В.В. Анализ динамических нагрузок в приводе вертикальной подачи штрипсового станка // Горное оборудование и электромеханика. №3, 2014 – С.

Личный вклад автора состоит в формулировании цели и идеи работы, постановке задач и выборе методов исследования, анализе полученных результатов и разработке методик и рекомендаций.

В публикациях с соавторами [1, 2, 5] личное участие автора состоит в проведении анализа производительности штрипсовых станков, разработке методик по повышению их эффективности и проведении исследований по определению динамических нагрузок в приводе вертикальной подачи станка.