

На правах рукописи

Быченко Лилия Александровна

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ БРОНИРОВОЧНЫХ МАШИН
С РЕГУЛЯРНОЙ СТРУКТУРОЙ

Специальность 05.02.18 — Теория механизмов и машин

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

г. Санкт-Петербург

2005

Работа выполнена при Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет» на кафедре теории механизмов и машин.

Научный руководитель: д.т.н., проф. Каразин Владимир Игоревич

Официальные оппоненты:

д.т.н., проф. Вульфсон Иосиф Исаакович

к.т.н., с.н.с. Красильщиков Михаил Яковлевич

Ведущая организация: ЗАО «СЕВКАБЕЛЬ-ОПТИК»

Защита состоится “ 07 ” июня 2005 г. в 16:00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.12 в ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет».

Адрес: 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, 41 ауд.,
I корп.

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет».

Автореферат разослан “ _____ ” мая _____ 2005 г.

Ученый секретарь диссертационного совета

к.т.н., доцент

А.Н. Евграфов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Повышение работоспособности машин, их приводов и механизмов является центральной проблемой научно-технического прогресса. Бронировочная машина предназначена для производства оптоволоконного кабеля, в которой происходит навивка защиты на кабель и намотка его в рулоны. Вопросам повышения работоспособности бронировочных машин путем совершенствования их конструкций, технологичности, систем управления уделяется недостаточно внимания. Исследование этих вопросов и внедрение в производство научно-обоснованных технических решений позволит увеличить производительность бронировочных машин, в связи с чем, настоящее исследование является актуальным.

Клеть бронировочной машины представляет собой сложную колебательную систему с разветвленно-кольцевой структурой. Известные работы в данной области посвящены вопросам динамики машин с регулярной структурой. Исследования подобных систем отличаются повышенной сложностью и применительно к бронировочным машинам до сих пор не нашли должного отражения в отечественных и зарубежных публикациях.

По данным литературного обзора в России в настоящее время не производятся высокоскоростные бронировочные машины, выпускаемые такими фирмами, как, например, «Скет» (Германия), «Хансон-Робертсон» (Швеция), «Сикра» (Италия). Тем не менее, имея в виду развитие отечественного машиностроения в данной области, разработка инженерной методики динамического исследования, направленного на совершенствование эксплуатационных характеристик бронировочных машин с регулярной структурой приблизит возможность создания отечественных высокопроизводительных бронировочных машин.

Целью настоящей работы является разработка требований к точностным и динамическим характеристикам узлов бронировочных машин с регулярной структурой; выработка и обоснование необходимых изменений и усовершенствований в конструкции машин, повышающих производительность и расширяющих технологические возможности, увеличивающих износостойчивость и точность отдельных деталей, узлов, механизмов и продлевающих срок их службы, усиливающих слабые звенья машинного агрегата, повышающих эффективность систем управления.

Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи:

1. Разработка математических и динамических моделей бронировочных машин с регулярной структурой.
2. Разработка методов и алгоритмов для частотного анализа.

3. Выявление основных конструктивных факторов, определяющих расположение частот возмущений в собственном частотном спектре машины.
4. Разработка методов, алгоритмов и пакета прикладных программ для кинематического и динамического исследования бронировочных машин с регулярной структурой.
5. Разработка критериев для совершенствования динамических характеристик бронировочных машин с регулярной структурой.

Общие методы исследования. Теоретические методы исследования бронировочных машин базируются на аналитических методах кинематического и динамического анализа машинных агрегатов, методах динамического исследования механизмов с учетом упругости звеньев, классической теории колебаний, вычислительной математики. При обработке результатов исследований и разработке методик расчета использовались пакеты прикладных программ: MathCad, AutoCad. Наряду с использованием аналитических методов было проведено компьютерное моделирование динамических процессов бронировочных машин с помощью языка программирования Delphi.

Научная новизна. Научная новизна данной работы состоит в следующем:

1. Поставлена и сформулирована задача динамического исследования роторных машин на базе динамической модели регулярной разветвлено-кольцевой структуры.
2. Разработаны математические и динамические модели отдельных элементов и всей машины в целом и их математическое описание.
3. Проведено динамическое исследование моделей роторной машины с регулярной структурой.

Достоверность полученных результатов обеспечивается применением известных методов теории машин и механизмов и подтверждается сопоставлением результатов теоретических расчетов и экспериментального исследования.

Практическая ценность работы. Полученные научные результаты применены для исследования бронировочной машины. Разработана методика по определению зон сгущения собственных частот и форм колебаний систем с регулярной разветвлено-кольцевой структурой, которая также может быть использована при совершенствовании динамических характеристик других машин с регулярной структурой. Полученная динамическая модель позволяет исследовать влияние различных факторов, таких как: связь амплитуд усилий (моментов) и деформаций с амплитудами погрешностей; расположение частот различных возмущений в собственном спектре частот машины. С

помощью созданного комплекса программ проведены расчеты конкретной бронировочной машины на предприятии СЕВКАБЕЛЬ-ОПТИК г. Санкт-Петербурга. Предприятие приняло к рассмотрению разработанные рекомендации по устранению причин колебаний машины на высоких скоростях.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались и получили положительную оценку на различных научно-практических конференциях, посвященных общим проблемам динамики: XXXIII, XXXII, XXXI Недели науки СПбГПУ, г. Санкт-Петербург 2005, 2004, 2003; «Автоматизированные системы управления и обработки информации», НПО ВГУП АВРОРА, г. Санкт-Петербург 2004; «Исследование, разработка и применение высоких технологий в промышленности», г. Санкт-Петербург, 2005.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы и семи приложений. Основной текст расположен на 180 страницах, содержит 58 рисунков и 10 таблиц. В списке используемых источников 46 наименований.

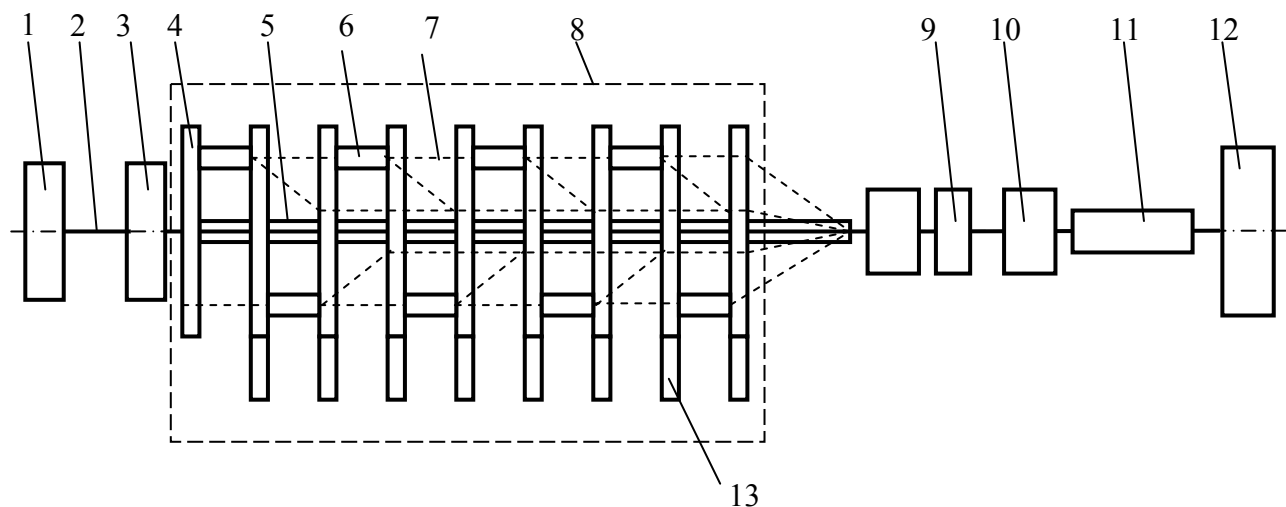
Работа выполнена на кафедре Теории механизмов и машин Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. Автор выражает признательность коллективу кафедры за оказанную помощь при выполнении данной работы.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дана общая характеристика работы и поставлены задачи исследования, обоснована актуальность темы. Сформулирована ее научная новизна и практическая значимость.

Бронировочная машина является агрегатом производства оптоволоконного кабеля, в котором происходит навивка защиты на кабель и намотка его в рулоны. Основным параметром бронировочной машины является скорость движения кабеля. Машина оснащена тонкой регулировкой и выполняет работу высокого класса точности при почти полной автоматизации протекающих на ней технологических процессов. Бронировочная машина (рис.1) состоит из отдающего устройства 1, клетки 8, механизма открутки (на рисунке не показан), привода машины 3, тягового 11 и приемного 12 устройства. Клеть состоит из нескольких параллельно расположенных дисков 4, закрепленных на полом металлическом валу 5, проходящем через их центры. Каждый диск, кроме первого опирается на два опорных катка 13. Люльки 6 с отдающими катушками закреплены между дисками в подшипниках. Сходящие с отдающих катушек проволоки 7 проходят через отверстия в дисках. Далее, мимо люлек с катушками следующих по движению изделия секции, они поступают к последнему диску клетки, а затем к распределительному диску,

который обеспечивает правильное взаимное расположение скручиваемых проволок перед входом их в калибр.



- 1 — отдающее устройство, 2 — жила, заготовка, 3 — привод машины, 4 — диск,
5 — главный вал, 6 — люлька с отдающей катушкой, 7 — проволока, 8 — клеть,
9 — гидрофобная ванна, 10 — лентообмотчики, 11 — тяговое устройство,
12 — приемное устройство, 13 — опора

Рис. 1. Общий вид бронировочной машины

Открутка на крутильных клетьевых машинах производится с помощью механизма открутки, работающем от собственного привода.

В первой главе выполнен обзор библиографических источников по технологии, расчету и конструированию роторных машин с регулярной структурой. Основным вопросам исследования технологий, оборудования и производства кабельных изделий посвящены работы И.Ф.Рыбакова, И.Д.Троицкого, И.М.Шепелева. Проблемам динамики машин посвящены научные труды многих ученых: И.И.Артоболевского, В.И.Бабицкого, В.Л.Бидермана, И.И.Блехмана, В.Л.Вейца, И.И.Вульфсона, М.З.Коловского, Я.Г.Пановко, В.А.Щепетильникова и других ученых. Вопросам динамики и проектирования машин с регулярной структурой посвящены работы И.И.Вульфсона.

Проведен анализ объекта исследования, даны краткие сведения о кабельном оборудовании и их классификации. Приведены описания волоконно-оптических кабелей и схемы машин кабельного оборудования. Сделан обзор по организации технологии производства. Разнообразие конструкций кабельных изделий и применение различных изоляционных материалов потребовали создания целого комплекса технологических

процессов для их производства. Представлена схема технологических процессов изготовления кабельных изделий.

Во второй главе выполнено статическое исследование упругих бронировочных машин с регулярной структурой, механизмы которых образуют сложные кинематические цепи.

Для определения динамической модели был выполнен ряд предварительных расчетов. Была проведена оценка статической деформации участков клетки. Рассчитаны величины прогибов главного вала под действием силы тяжести дисков, без учета люлек. Бронировочная машина имеет большую массу, только ее клеть с заполненными люльками весит 72т. Численные значения прогибов составили величины от 0.13 до 0.18мм. Исследованы зоны контакта дисков с текстолитовыми опорами с целью определения их жесткостей. Показано, что наиболее деформируемыми элементами являются опоры. Оценка парциальных частот галопирования клетки ($\lambda_\phi = 8.9\text{Гц}$) и подпрыгивания ($\lambda_x = 7.5\text{Гц}$) и анализ допусков позволили сделать вывод о том, что в исследуемых диапазонах скоростей вращения (до 30 об/мин), бронировочную машину можно считать недеформируемой и изготовленной идеально точно клетью с упругими механизмами, расположенной на податливых опорах, выставленных с ошибками.

Далее был найден закон движения оси идеальной клетки, как система с двумя степенями свободы, при неидеально выставленных опорах. Система уравнений равновесия с учетом совместности деформаций:

$$\begin{cases} G = \sum_{n=1}^8 c(y_n - x_0 - an\phi) \\ Gs = \sum_{n=1}^8 can(y_n - x_0 - an\phi) \end{cases}, \quad (1)$$

где c — жесткость опоры; y_n — отклонение жесткой оси от идеальной; x_0 — отклонение оси нулевого диска от его идеального положения; a — расстояние между опорами в продольном направлении; n — номер диска; ϕ — угол наклона клетки; G — сила тяжести; s — расстояние от нулевого диска до центра тяжести клетки.

$$y_n = e_n \cos(\omega t + \alpha_n) + e_{nc}, \quad (2)$$

где e_n — эксцентриситет n -ой опоры; e_{nc} — величина несоосности n -ой опоры относительно идеальной оси всех опор; ωt — приращение угла поворота всех опор; α_n — начальная фаза эксцентриситета n -ой опоры.

Затем была рассмотрена пространственная задача и найдена зависимость положения центра диска $R_{O(O)}^O$ с учетом угловых и линейных погрешностей положения опор. В общем виде:

$$R_{O(O)}^O = R_{O(O)ид}^O + \Delta R_{O(O)}^O, \quad (3)$$

где $R_{O(O)ид}^O$ — столбец координат центра диска в идеальном случае, $\Delta R_{O(O)}^O = \Delta R_{O(O)L}^O + \Delta R_{O(O)R}^O$ — сумма погрешностей от правой и левой опор (величины первого порядка малости).

Для решения уравнений (1) – (3) была написана программа на языке программирования Delphi-7.0. Программа позволяет менять различные входные параметры и получать графики зависимостей от времени: x_0 , ϕ , y_n и реакции опор R_n . Полученная модель позволяет оценить допустимые несоосности опор для обеспечения работоспособности машин. На рис.2 показано окно программы, где вводятся и корректируются начальные данные, а на рис.3 приведен график зависимости $x_0(t)$.

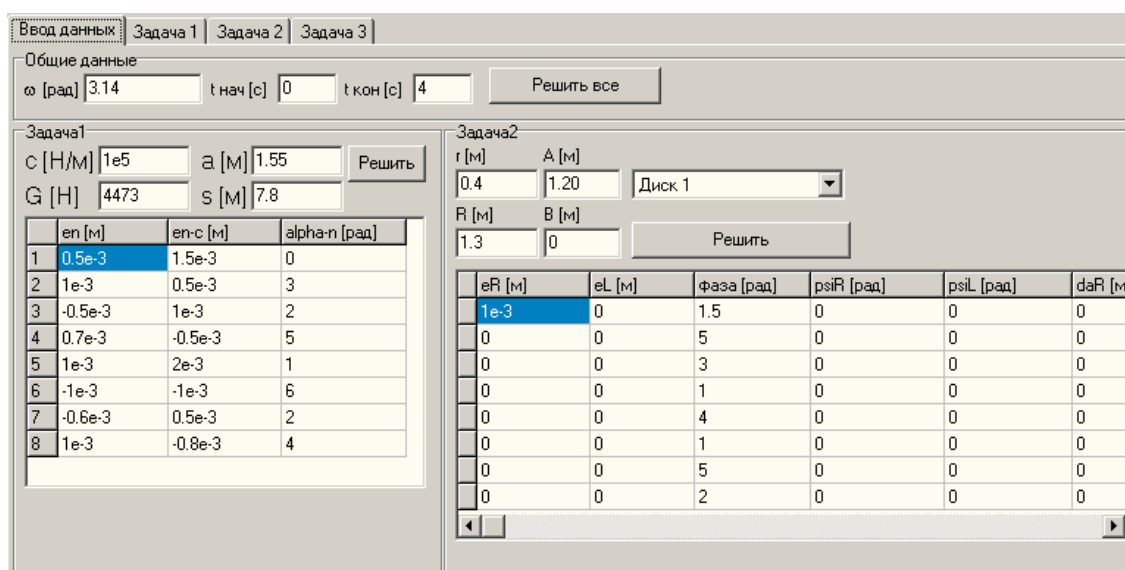


Рис. 2. Окно программы

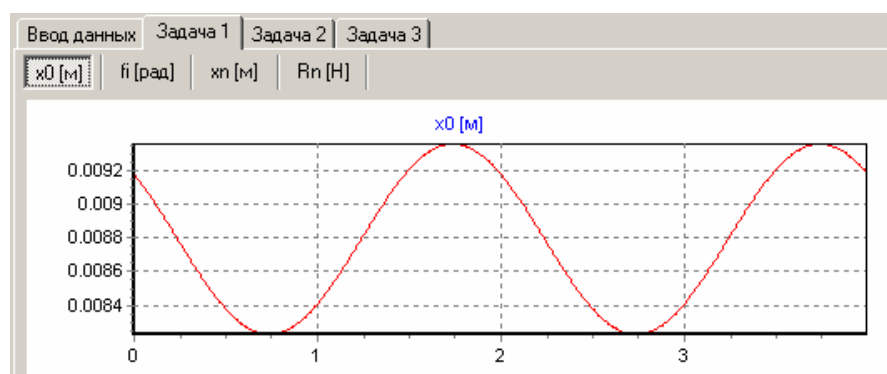


Рис. 3. График зависимости $x_0(t)$

На практике очень важен процесс регулировки опор так, чтобы центры всех дисков находились в некоторой области в пределах допуска. Положение опор выставляется при помощи винтов в горизонтальном направлении. Поворачивая винт, можно регулировать отклонение оси вращения n -ой опоры от общей оси всех опор и, таким образом, влиять на положение клетки. Используя полученные упругие характеристики клетки, была составлена методика выставления опор.

При геометрической и жесткостной неидеальности конструкции только выставление всех опор $\{y_i\}$ может обеспечить требуемые значения координат центров дисков $\{x_i^{тр}\}$. Для определения соответствующих величин $\{y_i^{тр}\}$, в силу малости по сравнению с размерами клетки, можно предположить линейность зависимости $x(y)$. То есть

$$x = By, \quad (4)$$

где $y = \begin{bmatrix} \{y_i\} \\ 1 \end{bmatrix}_{(n+1) \times 1}$, $x = \begin{bmatrix} \{x_i\} \\ 1 \end{bmatrix}_{(n+1) \times 1}$ — расширенные столбцы.

Равенство (4) представлено в однородной форме.

Для того чтобы выставить клетку нужным образом, необходимо составить столбец требуемых значений $x^{тр}$. Если матрица значений коэффициентов пропорциональности B известна, например уже получена из эксперимента, то столбец требуемых значений $y^{тр}$ определяется из выражения:

$$y^{тр} = B^{-1}x^{тр} = YX^{-1}x^{тр}, \quad (5)$$

где формирование матриц Y , X и B происходит следующим образом. Результаты измерений координат положения центров всех дисков, относительно нулевой системы координат, записываются в виде: $x^1 = By^1$. После этого необходимо повернуть клетку на какой-либо угол и повторить измерения в контрольных точках. Эксперимент проводится не менее чем $n+1$ раз, где n — количество дисков. Полученные значения для каждого эксперимента записываются в виде: $x^j = B \cdot y^j$. Верхний индекс j обозначает порядковый номер эксперимента. Из всех экспериментов составляется следующее матричное равенство:

$$\begin{bmatrix} x^1 & x^2 & \dots & x^{n+1} \end{bmatrix}_{(n+1) \times (n+1)} = B_{(n+1) \times (n+1)} \begin{bmatrix} y^1 & y^2 & \dots & y^{n+1} \end{bmatrix}_{(n+1) \times (n+1)}, \quad (6)$$

которое можно представить в виде: $X = B \cdot Y$, следовательно, $B = X \cdot Y^{-1}$. Таким образом, на основании проведения измерений получили возможность решить уравнение 5. Ниже приведен пример записи матрицы X , матрица Y выглядит аналогично.

$$X = \begin{pmatrix} x_{11} & \dots & x_{n+1,1} \\ \dots & x_{j,i} & \dots \\ x_{1,n} & \dots & x_{n+1,n} \\ 1 & 1 & 1 \end{pmatrix}_{(n+1) \times (n+1)}, \quad (7)$$

где первый индекс означает номер эксперимента, а второй порядковый номер диска.

Такой метод выставления клетки имеет смысл, только в предположении, что обеспечена прямолинейность клетки и все $e_n \ll e_{nc}$. Конструкция клетки при этом будет являться хорошо выверенным и выставленным механизмом, геометрические погрешности которого будут находиться в поле допуска.

Третья глава посвящена составлению и исследованию динамических моделей бронировочной машины с регулярной структурой. В начале было проведено численное обоснование учета идеальной кинематической характеристики двигателя в уравнении движения. Затем исследованы особенности траектории движения центров дисков клетки с учетом упругости опор. Создана вычислительная программа, с помощью которой, можно получать движение всех центров дисков, опирающихся на опоры. Удастся выяснить, какая из опор оказывает наибольшее отрицательное влияние на машину в целом и требует наладки в первую очередь. Данную программу можно использовать при замене и выставлении опор для обеспечения требуемой линейности и направления оси клетки.

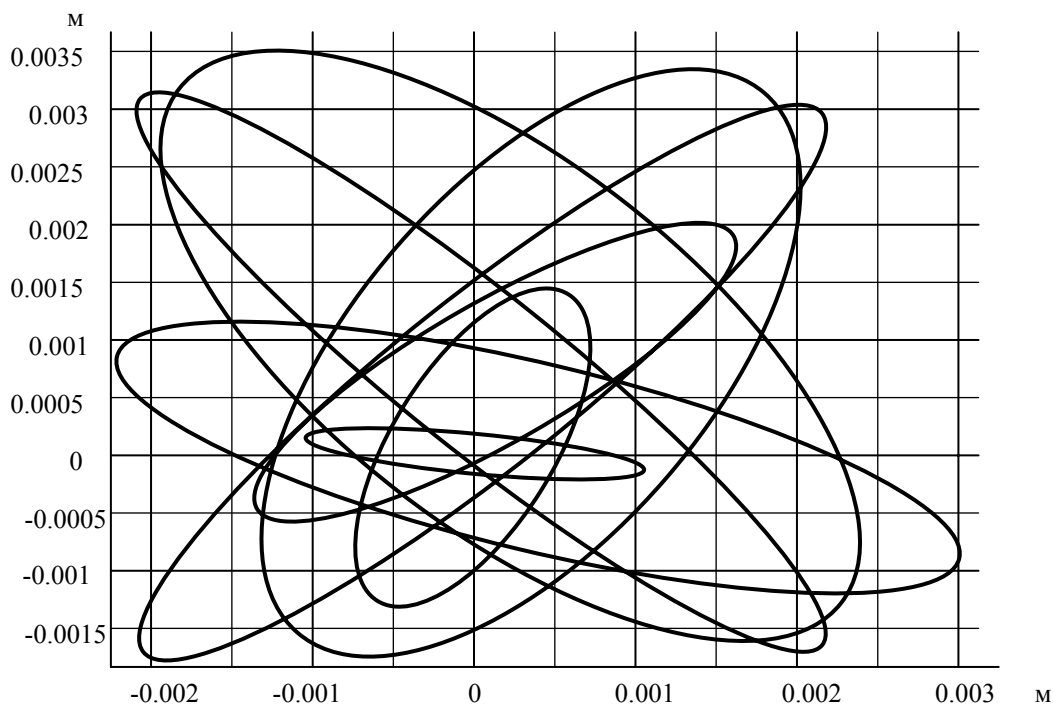
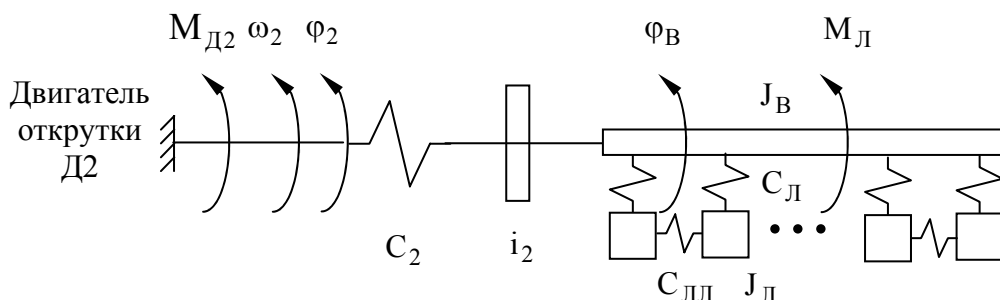


Рис. 4. Траектории движения центров дисков

Исследование динамики машины позволило представить ее динамическую модель как механическую колебательную систему с учетом упругостей приводных ремней. Полученная математическая модель бронировочной машины (рис.5) позволяет выполнять динамические расчеты в полном объеме: получать собственные частоты, формы колебаний и другие параметры.



$M_{Д2}$ — момент, приложенный к ротору двигателя открутки, создаваемый электромагнитными силами; ω_2 — угловая скорость привода открутки; φ_2 — угол поворота двигателя открутки; C_2 — жесткость приводного ремня вала открутки; i_2 — передаточное отношение редуктора; φ_B — угол поворота вала открутки; $C_{Л}$ — жесткость приводного ремня между валом открутки и люлькой; $C_{ЛЛ}$ — жесткость приводного ремня между люльками; J_B — момент инерции вала открутки; $M_{Л}$ — реактивный момент, создаваемый приводным ремнем

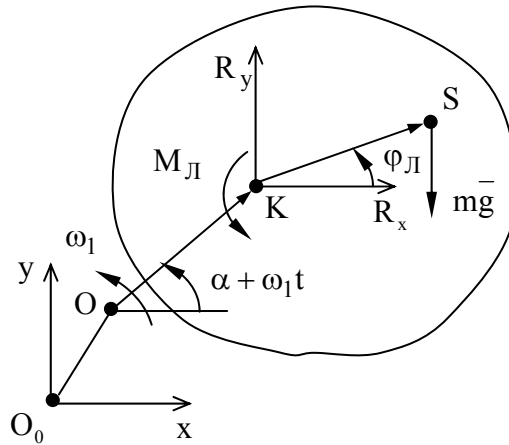
Рис. 5. Расчетная схема

Система дифференциальных уравнений движения модели бронировочной машины с регулярной структурой получена в следующем виде:

$$\begin{cases} J_{Лn}^H \ddot{\varphi}_{Лn}^H + C_{Л} (\varphi_{Лn}^H - \varphi_B) + C_{ЛЛ} (\varphi_{Лn}^H - \varphi_{Лn}^Ч) = \tilde{M}_{Лn}^H \\ J_{Лn}^Ч \ddot{\varphi}_{Лn}^Ч + C_{Л} (\varphi_{Лn}^Ч - \varphi_B) + C_{ЛЛ} (\varphi_{Лn}^Ч - \varphi_{Лn}^H) = \tilde{M}_{Лn}^Ч, \\ J_B \ddot{\varphi}_B + C_{Л} \sum_{n=1}^{48} (\varphi_B - \varphi_{Лn}) + C_2 i_2 (\varphi_2 - \varphi_B i_2) = 0 \end{cases} \quad (8)$$

где n — номер люльки клетки (для конкретной машины $n = 1 \dots 48$); $J_{Лn}$ — момент инерции люльки n относительно оси вращения; $\varphi_{Лn}$ — абсолютный угол поворота люльки n ; $\tilde{M}_{Лn}$ — момент, создаваемый воздействием диска в т.К (рис.6).

Люлька с центром тяжести в точке S (рис.6) совершает поворот относительно диска вокруг точки K на угол $\varphi_{Л}$, при этом диск, связанный с люлькой, совершает поворот вокруг точки O на угол $\alpha + \omega_1 t$.



где ω_1 — угловая скорость главного привода. m — масса люльки;

R_x, R_y — реакции в опорах люльки

Рис. 6. Силы, действующие на люльку

Было проведено исследование собственных частот и форм колебаний системы на основе следующего уравнения записанного в матричном виде:

$$A\ddot{\Phi} + C\dot{\Phi} = 0, \quad (9)$$

где: A, C — матрицы инерционных и упругих параметров соответственно, Φ — столбец обобщенных координат. Частотный определитель системы удалось раскрыть в весьма компактной форме:

$$N = (a - c)^{24} (a + c)^{23} \left[(a + c)(aa_1 - d^2) - 48ad^2 \right], \quad (10)$$

где $a = C_{ЛЛ} + C_{ЛЛЛ} - J_{ЛЛ}\lambda^2$; $a_1 = 48C_{ЛЛ} + C_2i_2^2 - J_{В}\lambda^2$; $c = -C_{ЛЛЛ}$; $d = -C_{ЛЛ}$.

Получены аналитические выражения для нахождения собственных частот и форм колебаний динамических систем с рассмотренной регулярной структурой (рис.7).

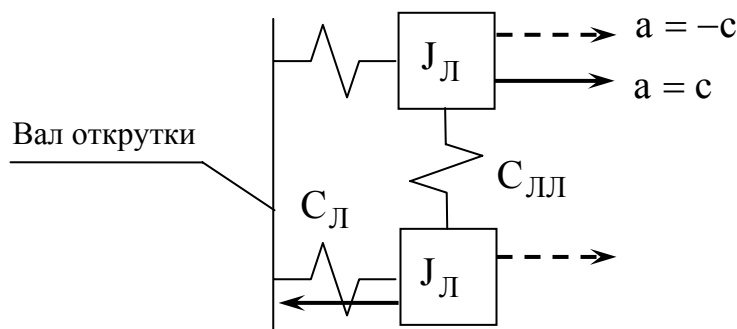


Рис. 7. Колебания люлек, связанных попарно

С целью уточнения динамической модели было проведено исследование изменения спектра собственных частот клетки от параметров модели с помощью специальной компьютерной программы. Была рассмотрена зависимость собственных частот машины от податливости участка вала открутки в окрестности расчетного значения $C_B = 4.6 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$ при возможном увеличении его жесткости.

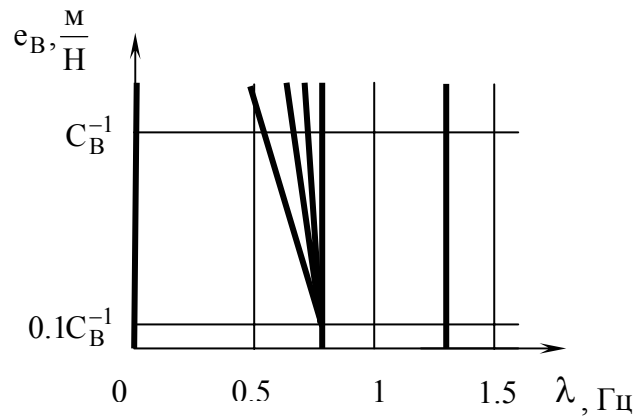


Рис. 8. Изменение спектра собственных частот машины с увеличением жесткости валов открутки

Анализ показал, что оценка собственных частот на основе модели без учета упругости вала несостоятельна. Для колебательной системы (рис.5) с жесткими валами, частотное уравнение имеет решение в аналитической форме с множеством кратных корней. Соответствующие корням собственные частоты имеют простой физический смысл, как парциальные частоты для пар люлек, соединенных общим ремнем. Учет упругости вала открутки приводит к расширению зоны сгущения собственных частот. При этом ее относительная ширина в данном случае составляет 25%. Далее была рассмотрена зависимость спектра собственных частот от количества заполненных люлек и предложены рекомендации по увеличению жесткости приводных ремней люлек (рис. 9).

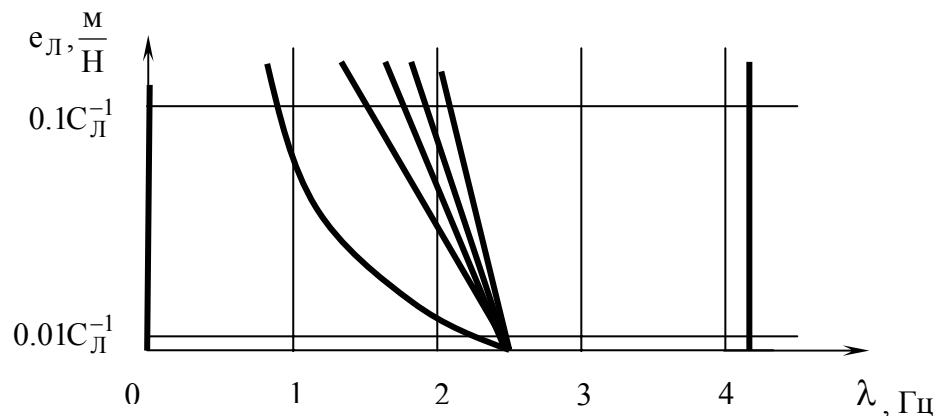
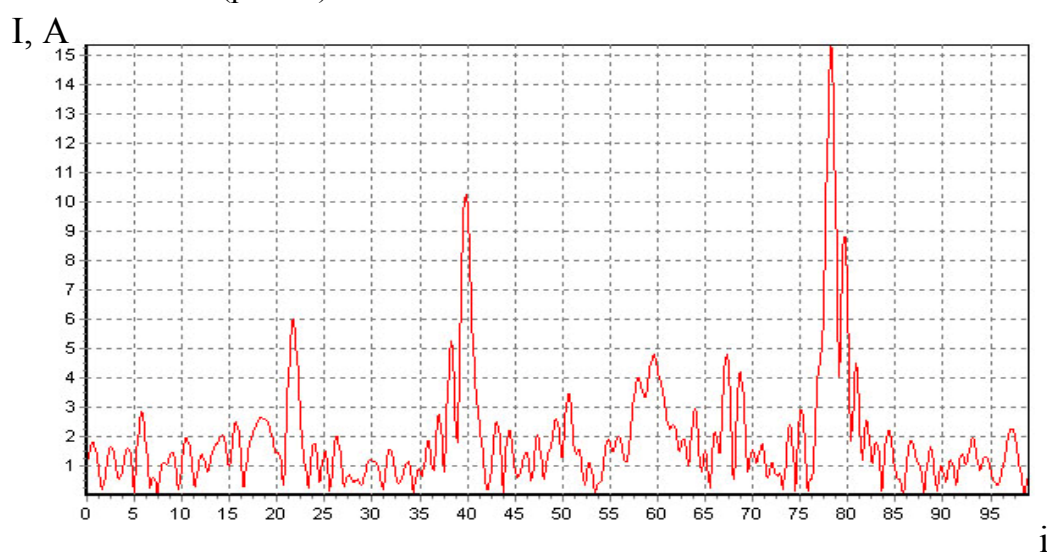


Рис. 9. Изменение спектра собственных частот машины с увеличением жесткости приводных ремней люлек

Компьютерная программа созданная для оценок собственных частот системы с учетом податливостей валов открутки, позволяет контролировать параметры машины, для обеспечения внрезонансного режима работы. Получение амплитудно-частотных характеристик дало возможность исследовать влияние геометрических и балансировочных неточностей на амплитуды усилий и деформаций в машине.

В четвертой главе приведены результаты экспериментального исследования геометрии бронировочной машины KVS 48x630 №2656.52-1.02 на предприятии ЗАО «СЕВКАБЕЛЬ-ОПТИК». Координаты точек на поверхности обмеряемых деталей машины определялись высокоточным тахеометром TDA5000 фирмы Leica. Измерения выполнялись под управлением программы AXYZ в реальном режиме времени в единой системе координат. Подробный обмер одного диска, и обмер всех дисков машины позволил найти некруглость наружной поверхности дисков, определить взаимное расположение дисков. Было найдено отклонение от соосности поперечных отверстий дисков и проведено исследование плоскостности диска. Геометрические обмеры показали, что отклонение центров дисков от идеальной оси имеет спиралевидный характер, и вся машина имеет наклон к приводу.

Проводились замеры колебаний токов главного двигателя и двигателя открутки бронировочной машины KVS 48x630 №2656.52-1.02. Показания снимались в установившемся режиме работы машины при угловой скорости вращения клетки 30 об/мин. Был получен график зависимости колебаний токов двигателей от времени. С помощью ряда Фурье были получены и исследованы амплитудные спектры движущих моментов двигателей (рис.10).



I – величина тока, i – номер гармоники

Рис. 10. Спектр главного двигателя

Анализ показал, что присутствуют колебания 3-х периодов, велик шум (около 2.5А по спектру), вследствие чего точная аппроксимация не проводилась. Три гармоники из всех групп максимумов удовлетворительно описывают колебания (среднеквадратичная ошибка, приходящаяся на точку, меньше погрешности измерения). Аналогичная ситуация имела место и с двигателем открутки. В итоге был получен частотный спектр для двигателей бронировочной машины, и построены зависимости движущих моментов главного двигателя и двигателя открутки от времени.

Сравнение экспериментально полученных результатов с теоретическим исследованием подтвердило правильность расчетов и выбора динамической модели. Для собственных частот погрешность расчетов составила 33.3%. Таким образом, созданные динамические модели успешно описывают сложные процессы, происходящие в бронировочных машинах с регулярной структурой.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Впервые поставлена и сформулирована задача динамического исследования бронировочных машин на основе анализа упругих моделей машинных агрегатов с регулярной структурой.
2. Разработаны и обоснованы динамические и математические модели отдельных элементов и всей машины, представляющей собой многомодульную колебательную систему разветвлено-кольцевой структуры, с целью определения эксплуатационных параметров бронировочной машины.
3. Получены геометрические и кинематические характеристики для определения параметров возможного движения оси и возмущений в упругих элементах машины.
4. Создан метод расчета положения клетки на упругом основании и разработана специальная вычислительная программа для определения влияния погрешностей формы и взаимного расположения узлов клетки на параметры движения машины. Программа может быть использована для обеспечения требуемой линейности и положения оси клетки. Получен алгоритм определения значений параметров регулирования при выставлении опор.
5. Получены аналитические выражения для нахождения зон сгущения собственных частот цепной разветвленной системы. Определены формы свободных колебаний и передаточные функции, связывающие усилия с возмущениями в наиболее нагруженных местах. Выявлено расположение частот возмущений в собственном спектре машины от режима движения.

6. Разработана компьютерная реализация динамической модели бронировочной машины. Численно подтверждена правильность полученных выражений для собственных частот и форм системы.
7. Выполнено моделирование динамических процессов с целью определения усилий в звеньях и уровня вибрации в зависимости от погрешностей изготовления и наладки при известных геометрических и упруго-инерционных параметрах.
8. Выполнено экспериментальное исследование для отыскания спектров собственных частот и частот возмущения машины. Адекватность модели подтверждается совпадением результатов расчетов с полученными при экспериментах.
9. Сформулированы рекомендации по выбору параметров машины, в частности: жесткости вала открутки, жесткостей ремней, точностей изготовления и выставления опор, допустимого дисбаланса люлек. В результате появилась возможность отстроиться от работы в резонансе.

Публикации по материалам диссертации

1. Л.А. Быченко, В.А. Терешин. Идентификация линейных статических объектов. XXXII Неделя науки СПбГПУ: Материалы Всероссийской межвузовской научно-технической конференции. Ч. III. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2004. — С.133-134.
2. Л.А. Быченко, В.А. Терешин. О методике выставки опор бронировочной машины/ Теория механизмов и машин №1(3). 2004. Том 2. Периодический научно-методический журнал. — С.88-89.
3. Л.А. Быченко, В.А. Терешин. Динамика многодвигательной бронировочной машины. XXXIII Неделя науки СПбГПУ: Материалы Всероссийской межвузовской научно-технической конференции студентов и аспирантов. Ч. III. СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2005. — С.120-121.
4. Л.А. Быченко, В.А. Терешин. Движение оси бронировочной машины/ Теория механизмов и машин №1(5). 2005. Том 3. Периодический научно-методический журнал. — С.16-23.