

Министерство образования Российской Федерации  
НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

---

Ю. И. ПОДГОРНЫЙ, Ю. А. АФАНАСЬЕВ

ИССЛЕДОВАНИЕ  
И ПРОЕКТИРОВАНИЕ  
МЕХАНИЗМОВ  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ  
МАШИН



НОВОСИБИРСК  
2000

УДК 621.01.001.63  
П 441

Рецензенты: д-р техн. наук *А. М. Ярунов*,  
канд. техн. наук *В. Ф. Ермолаев*

**Подгорный Ю. И., Афанасьев Ю. А.**

П 441 Исследование и проектирование механизмов технологических машин: Монография. – Новосибирск. Изд-во НГТУ, 2000. – 191 с.  
ISBN 5-7782-0298-9

В монографии рассматриваются вопросы анализа и синтеза механизмов технологических машин с применением сплайнов. Значительное место в работе отводится методам теоретического и экспериментального исследований параметров механизмов. Предложен метод выбора рациональных параметров при эксплуатации оборудования.

Книга предназначена для специалистов, занимающихся разработкой и созданием технологического оборудования и может быть рекомендована для студентов и аспирантов механических специальностей.

УДК 621.01.001.63

ISBN 5-7782-0298-9

© Новосибирский государственный  
технический университет, 2000 г.

# **50-летию**

**НОВОСИБИРСКОГО  
ГОСУДАРСТВЕННОГО  
ТЕХНИЧЕСКОГО  
УНИВЕРСИТЕТА**

**посвящается**



## ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ .....	5
<b>ГЛАВА 1. АНАЛИЗ И СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ, ИМЕЮЩИХ В ПРИВОДЕ КУЛАЧКИ .....</b>	<b>7</b>
1.1. Масштабирование графиков кинематических характеристик на ЭВМ.....	16
1.2. Кинематический анализ кулачково-рычажных механизмов .....	19
<b>ГЛАВА 2. ДИНАМИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ МЕХАНИЗМОВ И НЕСУЩИХ СИСТЕМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН .....</b>	<b>36</b>
<b>ГЛАВА 3. ИССЛЕДОВАНИЕ ЧАСТОТНОГО СПЕКТРА СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ.....</b>	<b>49</b>
3.1. Крутильные и изгибные колебания для многомассовых и статически неопределимых систем .....	49
3.2. Определение частот свободных колебаний несущих конструкций.....	59
3.3. Определение частот свободных колебаний систем со ступенчатым изменением жесткости.....	63
3.4. Исследование частот свободных колебаний систем на основе однородной задачи.....	70
<b>ГЛАВА 4. ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СООТНОШЕНИЙ ПРИ ДЕФОРМАЦИЯХ .....</b>	<b>73</b>
<b>ГЛАВА 5. ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ МЕХАНИЗМОВ И НЕСУЩИХ СИСТЕМ .....</b>	<b>79</b>
5.1. Исследование амплитуд вынужденных колебаний несущих систем .....	79
5.2. Вынужденные колебания механизмов, имеющих в приводе кулачки.....	82
<b>ГЛАВА 6. СИНТЕЗ ЗАКОНОВ ДВИЖЕНИЯ МЕХАНИЗМОВ С УЧЕТОМ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК.....</b>	<b>97</b>
<b>ГЛАВА 7. ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ, ИМЕЮЩИХ В ПРИВОДЕ НАКОПИТЕЛИ ЭНЕРГИИ .....</b>	<b>105</b>
<b>ГЛАВА 8. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН .....</b>	<b>130</b>

8.1. Экспериментальные исследования параметров механизмов с помощью тензометрирования.....	130
8.2. Специальные датчики и аппаратура для определения механических параметров механизмов .....	148
8.3. Диагностический прибор для определения цикловой диаграммы работы машины в динамических условиях.....	164
<b>ГЛАВА 9. ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ ОБОРУДОВАНИЯ.....</b>	<b>174</b>
<b>Список литературы.....</b>	<b>186</b>

## ПРЕДИСЛОВИЕ

На предприятиях страны в различных отраслях народного хозяйства насчитываются сотни наименований технологического оборудования, среди которых немало станков и машин высокой сложности. Правильная ориентация в оценке и прогнозировании технического состояния составляет важнейшее условие его использования. Существенной особенностью технологического оборудования являются высокая кинематическая сложность движения основных механизмов машин и динамическая напряженность режимов их работы.

Возрастание динамической напряженности при работе оборудования предъявляет повышенные требования к проектированию и изготовлению элементов и узлов.

В современных технологических машинах широко применяются кулачковые, рычажные, зубчатые, мальтийские, механизмы с накопителями энергии в виде пружин, работающих на кручение или растяжение–сжатие, а также различные виды их комбинаций.

Задача расширения эксплуатационных возможностей механизмов диктует необходимость всестороннего и глубокого изучения динамических факторов, возникающих при работе, а это предъявляет повышенные требования к динамическим моделям и к уровню их расчетов. Данные, полученные в результате расчетов на основе кинетостатики, присущих классической теории механизмов машин, в преобладающем большинстве реальных конструкций являются недостаточными. В таких случаях необходимо исследования проводить на основе моделей, учитывающих колебательные явления в механизмах.

В настоящей монографии предлагаются теоретические и экспериментальные методы исследования. При теоретических методах исследования используются как жесткие, так и с учетом упругости элементов расчетные модели.

Для кинематического анализа и синтеза механизмов используется уже зарекомендовавший себе метод сплайн-функций.

При рассмотрении динамических моделей авторы стремились сохранить достаточную общность как в определении самой модели, так и в постановке задач исследования.

Определенное место в книге уделяется исследованиям зависимости состояния элементов от технологических усилий на основе методов сопротивления материалов с поправочным коэффициентом на динамический характер приложения нагрузок.

Кроме того, на основе экспериментальных исследований параметров машин изучены методы и средства проведения исследований, обработки результатов эксперимента, а также применение их результатов при выборе рациональных режимов эксплуатации технологического оборудования.

В связи с тем что технологическое оборудование имеет ряд общих признаков, в работе рассматриваются только бесчелночные ткацкие машины.

Содержание монографии в значительной степени базируется на исследованиях, выполненных авторами или при их участии.

Авторы выражают признательность В. А. Новгородцеву, В. Ю. Подгорному, А. М. Ильиных за большую помощь при разработке программного продукта и некоторых вопросов, связанных с применением слайдов.



# АНАЛИЗ И СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ, ИМЕЮЩИХ В ПРИВОДЕ КУЛАЧКИ

Кулачковые механизмы относятся к механизмам с нелинейной функцией положения. При проектировании механизмов перед конструктором могут возникнуть две задачи: либо синтезировать новый закон движения ведомого звена, либо по имеющемуся профилю кулачка восстановить закон, который был использован в качестве исходного и позволил бы не только воспроизвести функциональное назначение, но и оценить требования динамического характера.

Существует два способа задания закона движения для ведомого звена: *первый способ* заключается в задании закона движения в виде массива значений (графика) ускорений; *второй* предусматривает создание массива (графика) перемещений. Следует отметить, что первый способ может быть приемлем для механизмов, которые в машине являются основными, не зависимыми от работы исполнительных, второй – для механизмов, которые имеют кинематическую или иную связь с другими механизмами.

В современной литературе достаточно подробно описаны методы проектирования кулачковых механизмов, в том числе значительная роль отводится синтезу законов движения [22, 24, 34]. Но авторы работ сводят его либо к законам, которые описываются математическими функциями, либо к уже известным, зарекомендовавшим себя [24]. В инженерной практике часто конструктору приходится иметь дело с конкретной задачей, в которой не могут быть применены стандартные или уже известные законы движения ведомых звеньев. Кроме того, следует иметь в виду, что в настоящее время отсутствует универсальный подход к этой проблеме, который позволил бы удовлетворить требованиям синтеза законов движения с учетом динамических характеристик.

Наиболее приемлемым методом, с точки зрения универсальности и автоматизации расчетов, является описание законов движения ведомых масс с помощью степенных функций сплайнов [24, 26]. На сегодняшний день хорошо изучены и широко применяются сплайны третьей степени, с помощью которых предлагается описывать законы ускорений. В том случае, когда необходимо описать закон перемещений, применение их вызывает затруднения из-за отсутствия непрерывности графика третьей производной по времени от перемещений. Кроме того, разработанная методика нашла применение для законов движения двух типов: выстой – подъем – выстой и выстой – подъем – опускание – выстой. На практике часто ведомое звено выполняет технологическую операцию в момент достижения им крайнего переднего положения, при котором оно может совершать дополнительные движения со скоростями и ускорениями, необходимыми для осуществления полезной работы. В качестве такого примера можно привести механизм бесчелночного ткацкого станка, осуществляющий прибор уточных нитей, ведомое звено которого может совершать



колебательное движение в переднем положении, активно воздействуя на ткань и, таким образом, уплотняя ее.

Авторами предлагается методика синтеза законов движения ведомых звеньев кулачковых механизмов, работающих по наиболее сложному из существующих законов: выстой – подъем – дополнительное движение – опускание – выстой. Методика синтеза подобных законов и с другим характером движения может быть получена из предложенной путем замены отдельных коэффициентов или приравниванием их нулю. Следует отметить, что дополнительное движение может осуществляться ведомым звеном неоднократно как с равными, так и с переменными периодами и амплитудами.

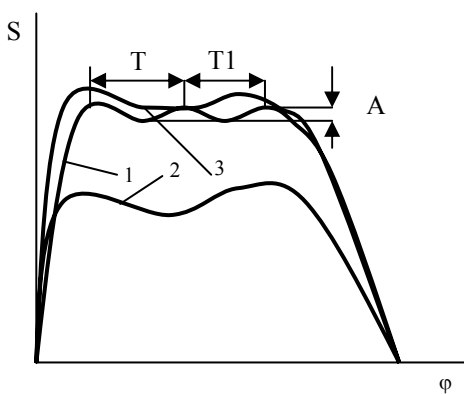


Рис. 1.1. Графики перемещений ведомого звена кулачкового механизма:

1, 2, 3 – возможные типы графиков;

T, T1 – периоды дополнительного перемещения;

A – амплитуды колебаний ведомого звена

Рассмотрим некоторые типы графиков, позволяющих перемещать ведомое звено по типу: выстой – подъем – дополнительное движение – опускание – выстой (рис. 1.1).

Рассмотрим общий подход к синтезу законов движения ведомого звена кулачкового механизма на основе сплайнов третьей степени дефекта  $\nu = 1$  [26]. Следует иметь в виду, что графики перемещений ведомого звена не исчерпываются только разновидностью законов, которые показаны на рис. 1.1. Наметим общий подход к синтезу. Предположим, что ведомое звено на участке  $\varphi_1$  перемещается из одного положения в другое (рис. 1.2, 1.17).

За граничные условия в этом случае

можно принять:

$$a(0) = 0 : a(1) = 1, \quad (1.1)$$

$$b(0) = a'(0) = 0; b(1) = a'(1), \quad (1.2)$$

$$c(0) = a''(0); c(1) = a''(1). \quad (1.3)$$

Закон движения в виде сплайна третьей степени запишется

$$S(\tau) = \sum_{\alpha=0}^3 a_{\alpha}^i (\tau - \tau_i)^{\alpha}; \tau \in [\tau_i, \tau_{i+1}]; i = 0, \dots, N - 1. \quad (1.4)$$

Условие (1.2) соответствует требованию равенства площадей положительного и отрицательного участков графика коэффициента ускорений. Для выравнивания площадей можно подобрать новый сплайн [26].

$$S_1(\tau) = \sum_{\alpha=0}^3 b_{\alpha}^i (\tau - \tau_i)^{\alpha}; \tau \in [\tau_i, \tau_{i+1}]; i = 0, \dots, N-1, \quad (1.5)$$

$$b_{\alpha}^i = \mu a_{\alpha}^i,$$

$$\mu = - \int_{\tau_m}^1 S(\tau) d\tau / \int_0^{\tau_m} S(\tau) d\tau; \text{ при } i < m; \mu = 1 \text{ при } i \geq m .$$

Проинтегрировав выражение (1.5) дважды, получим сплайны, удовлетворяющие условиям (1.2)

$$S_2(\tau) = \sum_{\alpha=1}^4 \frac{1}{\alpha} b_{\alpha}^i (\tau - \tau_i)^{\alpha} + u_i; \tau \in [\tau_i + \tau_{i+1}]; i = 0, \dots, N-1, \quad (1.6)$$

$$u_0 = 0; u_i = S_2(\tau_i - 0); i = 1, \dots, N-1$$

$$S_3(\tau) = \sum_{\alpha=2}^5 \frac{1}{\alpha(\alpha-1)} b_{\alpha}^i (\tau - \tau_i)^{\alpha} + u_i(\tau - \tau_i) + d_i; \quad (1.7)$$

$$\tau \in [\tau_i, \tau_{i+1}]; i = 0, \dots, n-1, d_0 = 0; d_i = S_3(\tau_i - 0); i = 1, \dots, N-1 .$$

Полученный сплайн (1.7) еще нельзя принять за коэффициент пути, так как не выполняется условие (1.1). Оно будет выполнено, если за коэффициент пути, зависящий от времени, но учитывающий реальное значение перемещений ведомого звена, принимается

$$a(\tau) = \mu_1 S_3(\tau); \mu_1 = 1 / S_3(1) . \quad (1.8)$$

Учитывая (1.8), можно записать коэффициенты пути, скорости и ускорения

$$a(\tau) = \mu_1 S_3(\tau); b(\tau) = \mu_1 S_2(\tau); c(\tau) = \mu_1 S_1(\tau) . \quad (1.9)$$

Для второго участка, представленного на рис. 1.2 фазовым углом  $\varphi_2$ , принимаем закон движения в виде периодической функции с равным периодом и амплитудой колебаний.

В этом случае можно записать

$$c_1(\tau) = -A \cos \omega t = -A \cos \frac{2\pi n}{T} t, \quad (1.10)$$

где  $A$  – амплитуда колебаний;  $T$  – период колебаний;  $n$  – количество периодов колебаний.

Скорости и перемещения дополнительного движения определяются

$$\begin{cases} b_1(\tau) = -\frac{AT}{2n\pi} \sin\left(\frac{2n\pi}{T}t\right); \\ a_1(\tau) = \frac{AT^2}{(2n\pi)^2} \cos\left(\frac{2n\pi}{T}t\right). \end{cases} \quad (1.11)$$

Для третьего участка, обозначенного на рис. 1.2 углом  $\varphi_3$ , начальные условия будут иметь вид:

$$\begin{aligned} a(0) = 0; a(1) = 1; \\ b(0) = a'(0); b(1) = a'(1), \\ c(0) = a''(0); c(1) = a''(1). \end{aligned} \quad (1.12)$$

Аналогично первому участку строим сплайн

$$S(\tau) = \sum_{\alpha=0}^3 a_{\alpha}^1 (\tau - \tau_1)^{\alpha}; \tau \in [\tau_1, \tau_{1+1}], \quad i = 0, \dots, N-1. \quad (1.13)$$

В число узлов интерполяции должна входить точка  $\tau_m$ , разделяющая положительную и отрицательную части графика ускорений. В связи с тем, что график задавался произвольно, сплайн (1.13) еще нельзя принять за коэффициент ускорений, так как оба условия (1.12) не будут выполняться. Поэтому сплайн (1.13) необходимо перестроить в новый сплайн:

$$S_1(\tau) = \sum_{\alpha=0}^3 b_{\alpha}^1 (\tau - \tau_1)^{\alpha}; \tau \in [\tau_1, \tau_{\tau+1}], \quad i = 0, \dots, N-1, \quad (1.14)$$

$$\mu = -\int_{\tau_m}^1 S(\tau)d\tau / \int_0^{\tau_m} S(\tau)d\tau; \quad i < m, \mu = 1; \quad i \geq m.$$

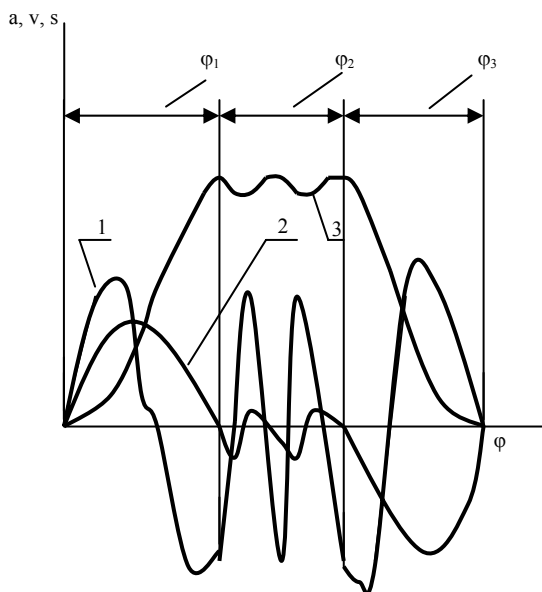


Рис. 1.2. Законы изменения кинематических функций ведомого звена кулачкового механизма: 1 – аналог ускорений; 2 – аналог скоростей; 3 – аналог перемещений

Далее интегрируя (1.14), получаем сплайн, удовлетворяющий условиям (1.12):

$$S_2(\tau) = \sum_{\alpha=1}^4 \frac{1}{\alpha} b_{\alpha}^1 (\tau - \tau_i)^{\alpha} + u_i; \tau \in [\tau_i, \tau_{i+1}]; i = 0, \dots, N-1, \quad (1.15)$$

$$u_0 = 0; u_i = S_2(\tau_i - 0); i = 1, \dots, N-1,$$

$$S_3(\tau) = \sum_{\alpha=2}^5 \frac{1}{\alpha(\alpha-1)} b_{\alpha}^1 (\tau - \tau_i)^{\alpha} + u_i (\tau - \tau_i) + d_i, \quad (1.16)$$

$$\tau \in [\tau_i, \tau_{i+1}]; i = 0, \dots, N-1,$$

$$d_i = S_3(\tau_i - 0); d_0 = 0; i = 1, \dots, N-1.$$

Далее необходимо увязать графическую (или в виде массива значений) форму записи с реальными значениями, которые были заложены в условия проектирования

$$a(\tau) = \mu_2 S_3(\tau); \dots \mu_2 = 1 / S_3(\tau).$$

При синтезе законов движения, которые связаны кинематическими связями с другими механизмами или затруднено их описание с помощью сплайнов третьей степени, предлагается применять сплайны пятой степени.

Пусть на отрезке  $[a, b]$  задано разбиение на отдельные части  $\nabla_N: a = x_0 < x_1 < \dots < x_N = b$ .

Для целого  $k \geq 0$  через  $C^k = C^k[a, b]$  обозначим множество  $k$  раз непрерывно дифференцируемых на интервале  $[a, b]$  функций

Функция  $S_{nv}(X)$  называется сплайном степени  $n$  дефекта  $v$  ( $v$  – целое положительное,  $0 \leq v \leq n + 1$ ) с узлами на сетке  $\Delta$ , если на каждом отрезке  $[x_i, x_{i+1}]$  функция  $S_{nv}$  является многочленом степени  $n$ :

$$S_{nv}(x) = \sum_{\alpha=0}^n a_{\alpha}^1 (x - x_i)^{\alpha}, \quad x \in [x_i, x_{i+1}]; i \in [0, \dots, N-1]. \quad (1.17)$$

Функция  $S_{nv}(x)$  принадлежит  $C^k[a, b]$ :

$$S_{nv}(x) \in C^{n-v}[a, b]. \quad (1.18)$$

Таким образом, сплайн имеет непрерывные производные порядка  $n - v$ . Производные порядка выше  $n - v$  терпят разрывы в точках  $x_i$ . Коэффициенты  $a_{\alpha}^i$  определяются по специальному алгоритму исходя из условий совпадения аппроксимируемой функции  $f(x)$  и сплайна  $S_{nv}(x)$  в узлах и непрерывности производных до порядка  $n - v$ . Для вычисления значений сплайна, а также его производных в произвольной точке  $x^*$  на отрезке  $[a, b]$  необходимо найти интервал  $[x_i, x_{i+1}]$ , которому принадле-

жит точка  $x^*$ . Для определения коэффициентов сплайна на этом участке можно записать:

$$S_{nv}(x) = \sum_{\alpha=0}^n a_{\alpha}^1 (x-x_1)^{\alpha}; \quad S'_{nv}(x) = \sum_{\alpha=0}^n \alpha a_{\alpha}^1 (x-x_1)^{\alpha-1};$$

$$S''_{nv}(x) = \sum_{\alpha=0}^n \alpha(\alpha-1) a_{\alpha}^1 (x-x_1)^{\alpha-2};$$

$$S'''_{nv}(x) = \sum_{\alpha=0}^n \alpha(\alpha-1)(\alpha-2) a_{\alpha}^1 (x-x_1)^{\alpha-3}. \quad (1.19)$$

В настоящей работе для синтеза законов движения механизмов кулачкового типа, которые имеют кинематическую связь с другими, предлагаются сплайны пятой степени дефекта  $\nu=1$ :

$$S_i(x) = \sum_{\alpha=0}^5 a_{\alpha}^i (x-x_i)^{\alpha}, \quad i \in [0, \dots, N-1]. \quad (1.20)$$

Сплайн пятой степени на каждом из отрезков определяется шестью коэффициентами ( $6N$ ). Сплайн  $S(x)$  совпадает со значением функции  $f(x)$  в узлах сетки и обеспечивает непрерывность производных во всех внутренних узлах  $x_i$ . Это дает  $6N-4$  уравнений. Недостающие четыре условия можно найти на основе граничных условий. Из всех существующих типов граничных условий приняты следующие:

$$S_0^{(r)}(x_0 = a) = S_{N-1}^{(r)}(x_N = b); \quad r \in [1, \dots, 4].$$

$$S_{\iota}(x) = f(x_{\iota}); \quad S_{\iota}(x_{\iota+1}) = f(x_{\iota+1}); \quad \iota \in [0, \dots, N-1]. \quad (1.21)$$

$$S_{\iota}^{(r)}(x_{\iota+1}) = S_{\iota+1}^{(r)}(x_{\iota+1}); \quad r = [1, \dots, 4]; \quad \iota = [1, \dots, N-1]. \quad (1.22)$$

Полученные четыре условия дополняют систему, делая ее определяемой, и позволяют найти все искомые коэффициенты сплайнов для всех участков.

В работе для определения коэффициентов сплайнов применялся метод прогонки [17]. Разработан пакет программ, который включает:

1. KFZ\_CALE.EXE – вычисление коэффициентов сплайнов;
2. KFZ\_GRP.HX – вывод результатов в графической форме;
3. KFZ\_TABL.EXE – вывод результатов в табличной форме (в файл).

Взаимосвязь работы программ пакета иллюстрируется схемой, приведенной на рис. 1.3.

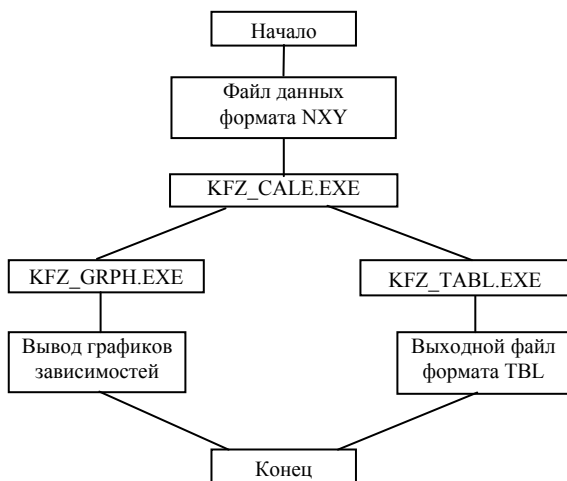


Рис. 1.3. Взаимосвязь программ пакета

Средством обмена данными между программами пакета являются файлы текстового формата, внутренняя структура которых описана ниже (рис. 1.4). Файл исходных данных формата NXY имеет следующую структуру: в первой строке после обязательного символа «N» указывается количество данных в файле (число точек); в каждой строке попарно записываются значения аргумента и функции.

Файл для коэффициентов сплайнов, являющийся выходным для программы KFZ\_CALE.EXE, имеет следующую структуру: в первой строке записывается символ «N» и целое значение, равное числу обрабатываемых точек; в каждой строке файла, кроме последней, записываются значения аргумента (X), функции (Y), коэффициенты (A,B,F) для участков сплайнов. Структура, описанная выше, приведена на

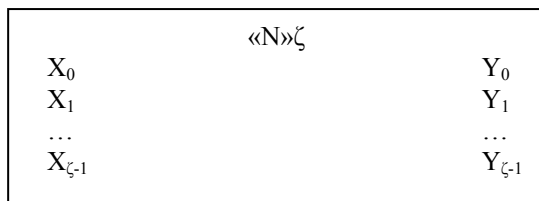


рис. 1.5.

В последней строке записываются лишь значения X и Y, так как после последней точки участков больше нет.

Рис. 1.4. Файл текстового формата

Файл формата TBL является выходным для программы KFZ\_TABL.EXE.

Его первая строка аналогична по формату строкам в файлах NXY и KFZ. В остальных строках записываются следующие данные: угол поворота главного вала (X); угловое перемещение (S); угловая скорость (V); пульс (P).

		«N»ζ			
X <sub>0</sub>	Y <sub>0</sub>	A <sub>0</sub>	B <sub>0</sub>	...	F <sub>0</sub>
X <sub>1</sub>	Y <sub>1</sub>	A <sub>1</sub>	B <sub>1</sub>	...	F <sub>1</sub>
...	...	...	...	...	...
X <sub>ζ-2</sub>	Y <sub>ζ-2</sub>	A <sub>ζ-2</sub>	B <sub>ζ-2</sub>	...	F <sub>ζ-2</sub>
X <sub>ζ-1</sub>	Y <sub>ζ-1</sub>				

Рис. 1.5. Структура файла коэффициентов сплайна формата KFZ

При работе с пакетом программ следует учитывать некоторые тонкости. Многие программы пакета имеют одноименный конфигурационный файл с расширением CFG. Формат конфигурационных файлов текстовый. В нем задаются некоторые параметры работы программ. Последовательность параметров обязательна, но их значения можно корректировать. Их суть и область изменения ясны из комментариев к файлу. Следует лишь указать, что символ «#» является зарезервированным и его применение в тексте комментариев запрещено. Любой набор символов до пробела или конца строки после символа «#» используется программой как значение параметра. При запуске программы KFZ\_TABL.EXE происходит запрос требуемого шага для построения таблицы.

		«N»ζ			
X <sub>0</sub>	S <sub>0</sub>	V <sub>0</sub>	A <sub>0</sub>	P <sub>0</sub>	
X <sub>1</sub>	S <sub>1</sub>	V <sub>1</sub>	A <sub>1</sub>	P <sub>1</sub>	
...	...	...	...	...	
X <sub>ζ-1</sub>	S <sub>ζ-1</sub>	V <sub>ζ-1</sub>	A <sub>ζ-1</sub>	P <sub>ζ-1</sub>	

Рис. 1.6. Структура файла TBL

## 1.1. Масштабирование графиков кинематических характеристик на ЭВМ

Движение ведомого звена кулачковых механизмов происходит циклически и включает интервалы двух типов: перемещение и остановка. Число интервалов, их длительность зависят от работы механизма в соответствии с цикловой диаграммой. В общем случае интервалы перемещения включают три характерных участка: ускоренное движение; равномерное движение; замедленное движение (рис. 1.7)

На участке ускоренного движения скорость ведомого звена возрастает от нулевого до максимального значения  $V_{\max}$ , время –  $t_1$ , путь, пройденный ведомым звеном, –  $S_1$ . На втором участке ведомое звено движется с постоянной скоростью –  $V_{\max}$ , время его движения –  $t_2$ , путь –  $S_2$ . При замедленном движении скорость ведомого звена уменьшается до нуля, время движения на этом участке обозначено –  $t_3$ , путь, проходимый ведомым звеном, –  $S_3$ .

Для первого участка масштабы для ускорений, времени определяются:  $\mu_\alpha = \alpha_{\max 1} / y_{\max 1}$ ;  $\mu_t = t_1 / x_1$ ;  $F_\alpha = y_{\text{cpl}} x_1$ , где  $\alpha_{\max 1}$  – максимальное значение ускорений;  $y_{\max 1}$  – максимальная ордината графика ускорений;  $t_1$  – время;  $x_1$  – абсцисса графика ускоренного движения;  $y_{\text{cpl}}$  – среднее значение ординат графика ускорений. Максимальное значение скорости определится в соответствии с выражением

$$V_{\max} = \int_0^{t_1} \alpha dt = \mu_\alpha \mu_t F_\alpha = \frac{y_{\text{cpl}}}{y_{\max 1}} t_1 \alpha_{\max 1}. \quad (1.23)$$

Путь, который проходит ведомое звено на первом участке, определится

$$S_1 = \int_0^{t_1} V dt = \mu_V \mu_t F_V = \frac{V_{\max}}{Y'_{\max}} Y'_{\text{cpl}} t_1, \quad (1.24)$$

где  $F_V$  – площадь графика скоростей на участке разгона;  $Y'_{\text{cpl}}$  – средняя ордината значений, представленных графически, на первом участке;  $Y'_{\max}$  – максимальная ордината графика скоростей;  $V_{\max}$  – максимальное значение скорости на рассматриваемом участке; масштаб для скорости

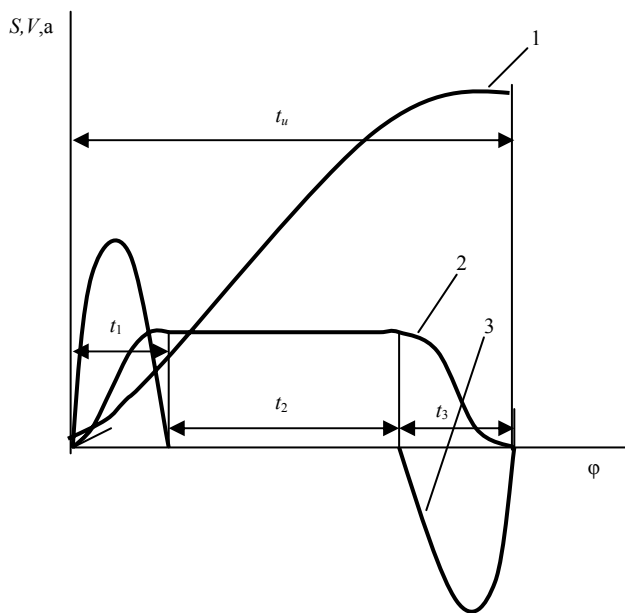
$$\mu_V = \frac{V_{\max}}{Y'_{\max}} Y'_{\text{cpl}} t_1.$$

Путь, который проходит ведомое звено на втором участке за время  $t_2$ , определится

$$S_2 = V_{\max} [t_u - (t_1 + t_2)] = \frac{Y_{\text{cpl}}}{Y_{\max 1}} t_1 \alpha_{\max 1} t_2.$$

На третьем участке перемещения ведомого звена можно определить из выражения:





$$S_3 = \frac{V_{\max 1}}{Y'_{\max}} Y''_{\text{cp}} t_3, \quad (1.25)$$

где  $Y''_{\text{cp}}$  — среднее значение ординат на графике скоростей;  $t_3$  — время, отведенное на движение ведомого звена на третьем участке.

Рис. 1.7. Общий вид графиков изменения кинематических функций кулачковых механизмов: 1 — перемещения; 2 — скорость; 3 — ускорения

Суммарное значение перемещений ведомого звена, включающего три участка, определится:

$$S = S_1 + S_2 + S_3.$$

Подставив выражения для  $S_1$ ,  $S_2$ ,  $S_3$  из (1.23)...(1.25), получим:

$$\alpha_{\max} = \frac{S}{\frac{Y_{\text{cp}1}}{Y_{\max 1}} t_1 \left( \frac{Y'_{\text{cp}}}{Y'_{\max}} t_1 + t_2 + \frac{Y''_{\text{cp}}}{Y'_{\max}} t_3 \right)}, \quad (1.26)$$

где  $t_1 = (\varphi_1/\varphi_u)t_u$ ;  $t_2 = (\varphi_2/\varphi_u)t_u$ ;  $t_3 = (\varphi_3/\varphi_u)t_u$ ;  $t_u = (\varphi_u/6n)$ ;  $n$  — частота вращения кулачка.

## 1.2. Кинематический анализ кулачково-рычажных механизмов

Качество выпускаемой продукции зависит как от общего уровня развития машиностроения, так и от математического аппарата, которым владеют разработчики нового оборудования.

Без знания кинематических характеристик механизмов нельзя спроектировать машину, отвечающую современному уровню машиностроения. На основании опыта конструирования можно выделить следующие этапы проектирования машин: выбор кинематической схемы механизма; проведение кинестатического расчета; выбор параметров электропривода.

В справочной литературе накоплен опыт анализа и синтеза механизмов различного типа (кривошипно-шатунных, кулисных, кулачковых и т. д.). Некоторые механизмы технологических машин имеют длинные кинематические цепи. Выбор параметров таких систем представляет определенные трудности. В работе предлагается метод дифференцированного подхода, т.е. разбиение сложной кинематической цепи на простые. В качестве математического аппарата предлагается векторный метод анализа. Отличительную особенность анализа составляет механизм первого класса первого порядка, которого в нашем представлении нет. Вместо него предлагается использовать вектор, который может изменяться как по величине, так и по направлению.

При синтезе механизма он обязательно подвергнется контролю на правильность подбора кинематических пар и конструктивных размеров присоединяемых звеньев. В случае если длины звеньев подобраны неправильно, на экране монитора будет показана ошибка и ее исправление. Затем программу по контролю можно снова загрузить. После отладки системы можно приступить к определению кинематических характеристик механизма.

Начать моделирование следует с подготовки законов движения ведущих звеньев. Надо иметь в виду, что ведущее звено в нашем понятии представляет собой некий вектор, который имеет переменную длину, угол наклона, переменную угловую скорость и угловое ускорение. Законы движения ведущих звеньев должны быть записаны в файл в виде текстовой таблицы, где на первом месте в строке стоит длина вектора, на втором – угол наклона, на третьем – скорость, на четвертом – ускорение. Теперь можно приступить к написанию самой модели, за расширение которой принимаем `<mod>`. Открытие его осуществляем любым доступным редактором с возможностью исправления. Начать описание следует с задания всех ведущих звеньев в виде записи: `NAME 1 = APPEND: C1V1; NAME 1 = GO: TABLE .TXT NAME 2 APPEND: C1V1; NAME 2 = GO: TABLE 2.TXT`. В качестве имени используется любое сочетание латинских символов и цифр, которое должно начинаться с символа, обозначающего имя ведущего звена – вектора. `APPEND: C1V1` означает добавление в механизм вектора, заменяющего механизм первого класса. `GO: TABLE.TXT` – файл с описанием закона движения ведущего звена (вектора).

При задании законов движения следует обращать внимание на шаг поворота ведущего звена (вектора). Ведущие звенья поворачиваются в соответствии с таблицей,

где каждая строка это и есть шаг поворота. Если какая-то из таблиц будет короче, то следующий за конечным поворотом будет первым. Механизм будет работать до тех пор, пока самый длинный путь не будет пройден. После задания законов движения можно приступать к описанию самого механизма. При этом необходимо руководствоваться тем, что описание должно начинаться с ведущих звеньев. В случае если задаются конкретные точки, то она автоматически становится неподвижной, если записываются соединения точек, то точка, стоящая за знаком равенства, будет двигаться вместе с точкой, стоящей до нее. Это можно записать на языке моделирования следующим образом: NAME 1: AX = 850; NAME 1: AY = 200, NAME 1: B = NAME 2: C. Где NAME 1 – название группы Ассур или вектора; AX, AY – координаты точки A; B, C – точки B и C. Первая строка означает, что точка A группы NAME 1 имеет координаты X = 850, Y = 200 и она находится неподвижно в этих координатах. Вторая строка означает, что точка B группы NAME 1 присоединена к точке C группы NAME 2 и движется вместе с ней. Количество присоединяемых законов движения (векторов) и групп ограничено только размерами памяти компьютера. Для анализа кинематических характеристик любой точки построенного механизма достаточно при запуске программы сообщить в строке запуска символьное обозначение для группы Ассур, имя анализируемой точки и кинематическую характеристику, например A – для ускорений; V – для скоростей; S – для перемещений и т. д. Программа написана на языке СИ.

Исследования кинематических характеристик рассмотрим на конкретном примере кулачково-рычажного механизма (рис. 1.8).

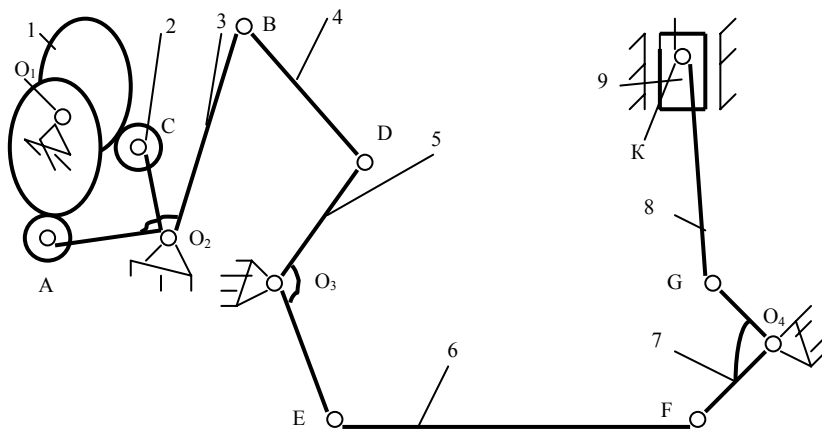
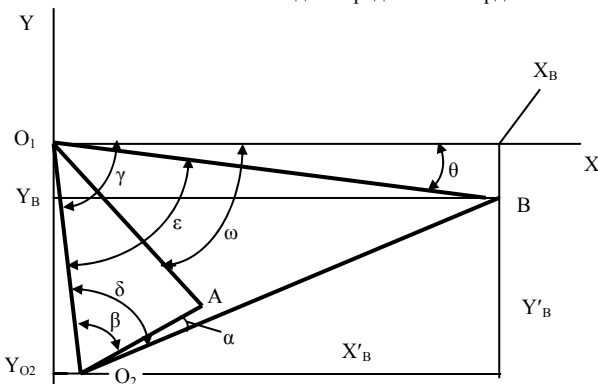


Рис. 1.8. Кинематическая схема механизма ремизного движения для бесконечных ткацких станков типа СТБ: 1 – приводные кулачки; 2 – ролики; 3 – трехплечий рычаг; 4 – соединительное звено; 5 – двухплечий рычаг; 6 – горизонтальная тяга; 7 – двухплечий рычаг; 8 – вертикальная тяга; 9 – ползун, заменяющий ремизную рамку

Механизм, показанный на рис. 1.8, широко применяется в бесчелночном ткачестве. Предлагается из общей схемы механизма прежде всего выделить приводную часть, которая представлена самостоятельным трехзвенным кулачковым механизмом, и определить кинематические характеристики для общей точки  $B$ . С этой целью рассмотрим схему на рис. 1.9 (случай, когда точка  $B$  механизма находится ниже точки  $O_1$ ).

Рис. 1.9. Схема для определения координат точки  $B$



Координаты точки  $B$  определяются:

$$Y'_B = O_2B \sin(\delta + \gamma); X'_B = O_2B \cos(\delta + \gamma), \quad (1.27)$$

$$\delta = (\beta + \alpha),$$

$$\beta = \arccos[(O_1O_2^2 + AO_2^2 - \rho^2)/(2O_1O_2AO_2)],$$

где  $\rho$  – радиус-вектор кулачка;  $\alpha$  и  $\gamma$  – углы, определяемые конструкцией рычага и его положением относительно системы координат.

Определив координаты точки  $B$ , можно найти величину вектора  $O_1B$  в зависимости от переменного радиуса вектора  $\rho$ , который является функцией угла поворота кулачка. Дальнейшие расчеты выполняем в соответствии с алгоритмом, приведенным в справочной литературе [23]. Мы даем только те зависимости, которые необходимы для приведенного примера. Так для группы Ассура второго класса первого вида (см. рис. 1.10) необходимо присвоить координаты точки  $B$  для точки  $A$ . Для расчетов на ЭВМ удобнее, когда буквенные обозначения совпадают для разных групп, поэтому вводим новые условные точки как  $A, B, C$ .

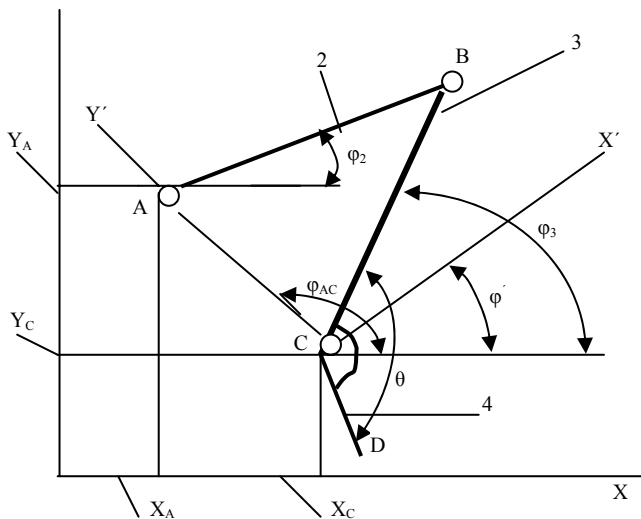


Рис. 1.10. Расчетная схема для группы Ассура второго класса первого вида

Для исследования структурной группы этого вида должны быть заданы следующие величины: координаты точек  $X_A, Y_A, X_C, Y_C$ . При аналитическом методе исследования необходимо определить два положения точки  $B$  на координатной плоскости  $XOY$ . Второе расположение на рисунке не показано, но очевидно, что оно будет находиться в третьем квадранте вспомогательной системы  $X'CY'$ . Координаты точки  $B$  в системе  $XOY$ :

$$X_B = X'_B \cos \varphi' - Y'_B \sin \varphi' + X_C; Y_B = X'_B \sin \varphi' + Y'_B \cos \varphi' + Y_C. \quad (1.28)$$

Угол смещения вспомогательной оси относительно основной определится

$$X'_B = pl_2 \sin \angle BAC; Y'_B = AC - l_2 \cos \angle BAC. \quad (1.29)$$

Угол, определяющий наклон  $AC$  к  $X$ :

$$\varphi_{CA} = \begin{cases} \left. \begin{array}{l} \varphi, (Y_A - Y_C) \geq 0 \\ \varphi + \pi, (Y_A - Y_C) < 0 \end{array} \right\} \varphi \geq 0 \\ \left. \begin{array}{l} \varphi + \pi, (Y_A - Y_C) \geq 0 \\ \varphi + 2\pi, (Y_A - Y_C) < 0 \end{array} \right\} \varphi < 0 \end{cases}. \quad (1.30)$$

Угол наклона отрезка  $AC$  к оси  $OX$

$$\varphi = \arctg \left[ \frac{(Y_C - Y_A)}{(X_C - X_A)} \right]. \quad (1.31)$$

Расстояние между точками  $A$  и  $C$  определится из выражения

$$AC = \sqrt{(X_A - X_C)^2 + (Y_A - Y_C)^2}. \quad (1.32)$$

Координаты точки  $D$  на координатной плоскости будут зависеть от положения звена 3. Для случая, изображенного на рис. 1.10,

$$Y_D = Y_C - l_4 \cos[90^\circ - (\theta - \varphi_3)]; X_D = X_C + l_4 \sin[90^\circ - (\theta - \varphi_3)]. \quad (1.33)$$

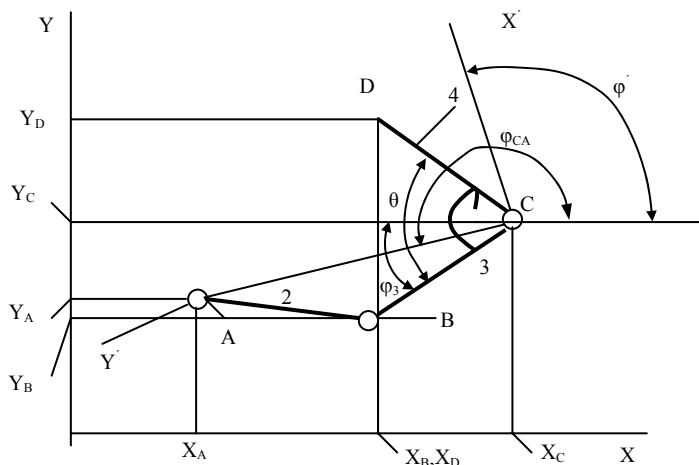
В другом крайнем положении координаты для точки  $D$ :

$$Y_D = Y_C - l_4 \cos[180^\circ - (\theta - \varphi_3)]; X_D = X_C - l_4 \sin[180^\circ - (\theta - \varphi_3)],$$

при  $\theta - \varphi > 90^\circ$  (1.34)

Скорости и ускорения для точек  $B$  и  $D$  можно определить, если пропустить сплайн пятой степени по траектории движения их, а затем продифференцировать один и два раза соответственно, характер и величины изменения которых при необходимости обрабатываются с помощью графического редактора. Обработка расчетных данных кинематических характеристик с помощью сплайнов пятой степени обусловлена тем обстоятельством, что значительно упрощается расчет, отпадает необходимость в сглаживании характеристик, полученных в результате кинематического анализа. Рассмотрим вторую группу, входящую в общую схему механизма ремизного движения. Эта группа, как и рассмотренная выше, относится ко второму классу первого порядка (см. схему рис. 1.11).

Рис. 1.11. Расчетная схема для группы Ассура второго класса первого вида



Для рассматриваемого случая угол  $\varphi_{CA} = \varphi + \pi$ ,  $(Y_A - Y_C) < 0$ . Аналитические зависимости, приведенные выше, остаются действительными и для рассматриваемого случая.

Координаты точки  $B$  в проекции на вспомогательную систему координат

$$X'_B = pl_2 \sin \angle BAC; Y'_B = AC - l_2 \cos \angle BAC. \quad (1.35)$$

Координаты точек  $B$  и  $D$  в проекции на основную систему координат

$$X_B = X_C + X'_B \cos \varphi' - Y'_B \sin \varphi'; Y_B = Y_C + Y'_B \cos \varphi' - X'_B \sin \varphi', \quad (1.36)$$

$$X_D = X_C - l_4 \cos(\theta - \varphi_3); Y_D = Y_C + l_4 \sin(\theta - \varphi_3), \quad (1.37)$$

$$\varphi_3 = -\arccos\left(\frac{X_B - X_C}{l_3}\right).$$

Координаты точки  $D$  при условии  $X_B > X_C$  определяются выражениями

$$Y_D = Y_C - l_4 \cos[\theta - (90^\circ - \varphi_3)]; X_D = X_C - l_4 \sin[\theta - (90^\circ - \varphi_3)]. \quad (1.38)$$

Угол  $\varphi_3$  определяется выражением, приведенным выше. Рассмотрим последнюю группу для механизма, показанного на рис. 1.8. Она относится ко второму классу второму виду (см. схему на рис. 1.12).

Частный случай для представленной группы можно определить на основании общего, рассмотренного в [23]. В частности, можно принять  $\varphi = 90^\circ$ ,  $l_3 = 0$ ,  $k_2 = 0$ . Следует отметить, что программа написана для общего случая, рассмотренного в приведенной литературе.

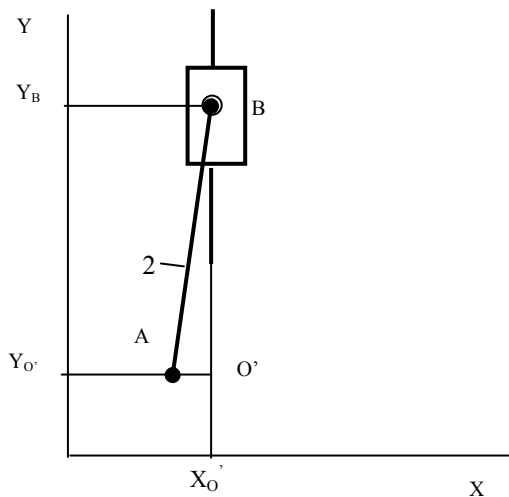


Рис. 1.12. Расчетная схема для группы Ассура второго класса второго вида

Присвоим координатам точки  $A$  значения координат точки  $D$  второй группы Ассура

Определим координаты для точки  $B$

$$Y_B = Y_{O'} + Y'_B; Y'_B = l_2 \cos(\arcsin AO'/l_2); X_B = 0. \quad (1.39)$$

Результаты расчетов для конечной точки механизма, условно представляющей собой движение ремиз, представлены на рис. 1.13.

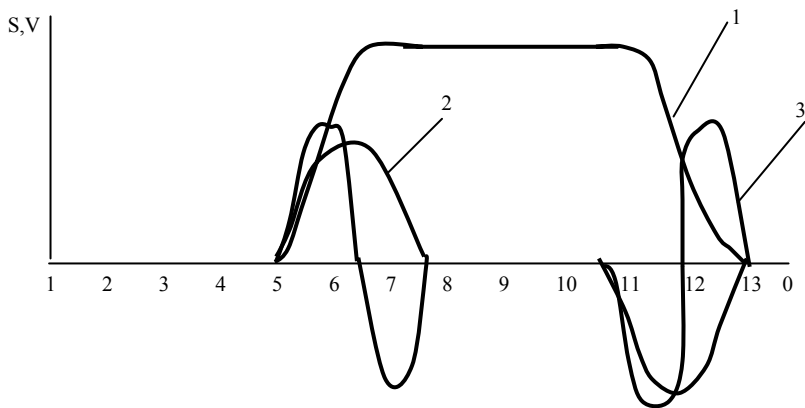


Рис. 1.13. Графики изменения кинематических функций для механизма ремизного движения: 1 – перемещения; 2- скорости; 3 – ускорения

Численные значения скоростей и ускорений будут зависеть от частоты вращения приводного вала. Кинематическое исследование, например, для четвертой ремизки дает: для станка с частотой вращения главного вала 250 оборотов в минуту, перемещение ремизки составило 75 мм, максимальная скорость ее 1,5 м/с, максимальное ускорение 30 м./с<sup>2</sup>.

Кинематическое исследование для этой группы проводилось на основе сплайнов пятой степени с дальнейшим дифференцированием массива значений координат точки *K* (см. схему рис. 1.8). При расчетах использовались четырехоборотные эксцентрики с раппортом 1/1+1/1. Радиусы векторов кулачка и геометрические размеры деталей взяты из конструкторской документации завода-изготовителя. Исследования позволили определить кинематические характеристики движения ремизок в зависимости от частоты вращения главного вала и порядкового номера ремизок. Так если обозначить через *N* – количество ремизок, *V*<sub>1</sub> – скорость движения первой ремизки, *S*<sub>1</sub> – перемещение первой ремизки, и *h* – шаг между ремизками:

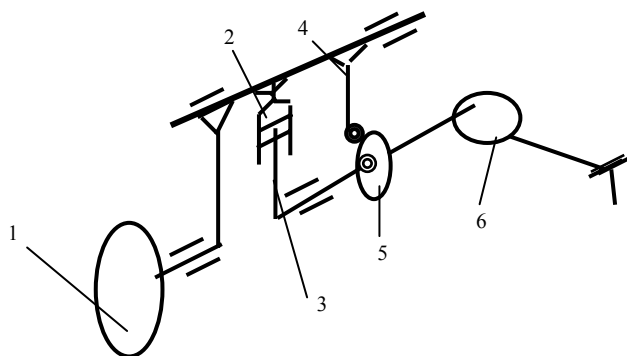
$$\begin{aligned}
 S_N &= S_1 + (N - 1)htg\alpha, \\
 V_N &= V_1 \left[ 1 + \frac{(N - 1)}{S_1} htg\alpha \right], \\
 a_N &= a_1 \left[ 1 + \frac{N - 1}{S_1} htg\alpha \right].
 \end{aligned}
 \tag{1.40}$$

В выражении (1.40) *S*<sub>*N*</sub> – перемещение; *V*<sub>*N*</sub> – скорость; *a*<sub>*N*</sub> – ускорения *N*-ремизки.

В практике машиностроения существует большое количество приводов к ремизкам и более сложной структуры, чем рассмотренный выше. К таким приводам следует отнести кулачково-рычажные с параллельным приводом, эпициклические, кулачково-кулисные и др.

В работе предлагается рассмотреть кулачково-кулисный механизм, в котором равномерное вращательное движение водила и качательное движение кулисы складываются в неравномерное движение приводного вала каретки. Кинематическая схема такого типа механизма показана на рис. 1.14.

Рис.1.14. Кинематическая схема привода ремизок:





1 – водило; 2 – кулиса; 3 – рычаг с укрепленным на нем сухарем;  
4 – коромысло с роликом; 5 – кулачок; 6 – главный вал привода ремизок

Целью нашего исследования является определение кинематических характеристик приводного вала механизма привода ремизок. Для этого рассмотрим схему, показанную на рис. 1.15. На рисунке использованы обозначения:  $R$  – рычаг с сухарем;  $\rho$  – радиус-вектор теоретической эквидистанты профиля кулачка;  $\theta$  – угол между кулисой и коромыслом;  $\alpha_i$  – угол наклона коромысла;  $\beta$  – угол наклона кулисы;  $\varphi$  – угол поворота водила;  $\psi_i$  – угол поворота главного вала привода ремизок.

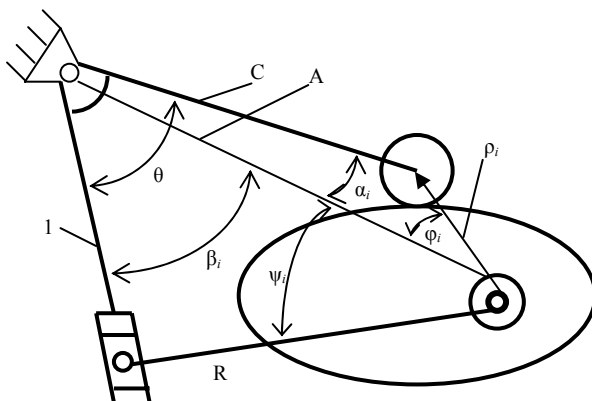


Рис. 1.15. Расчетная схема кулачково-кулисного механизма для привода ремизок ткацких станков

При повороте водила 1 (см. рис. 1.14) на угол  $\varphi$  коромысло С повернется на угол  $\alpha_i$ , при этом рычаг R повернется на угол  $\psi'_i$ . Запишем общее выражение для определения угла поворота кулисы в зависимости от угла поворота водила:

$$\psi'_i = \psi_i + \varphi_i. \quad (1.41)$$

На основании [23] для определения угла поворота кулисы

$$\psi_i = r \sin \alpha_i / (a + r \cos \alpha_i). \quad (1.42)$$

Угол поворота коромысла

$$\psi_i = \arccos \frac{2AR \sin^2 \beta_i \pm \sqrt{4A^2 R^2 - 4R^2 (A^2 - A^2 \cos \beta_i^2 - R^2 \cos^2 \beta_i)}}{2R^2} \quad (1.43)$$

Согласно выражению (1.43) были определены углы поворота рычага в зависимости от угла поворота кулисы. Имея массив значений, пропустили сплайн пятой степени. Взяв первую и вторую производные, получили скорости и ускорения. Закономерности

изменения перемещений, скоростей и ускорений показаны на рис. 1.16 (угловое перемещение обозначено –  $\psi$ ; угловая скорость –  $\omega$ ; угловое ускорение –  $\varepsilon$ ).

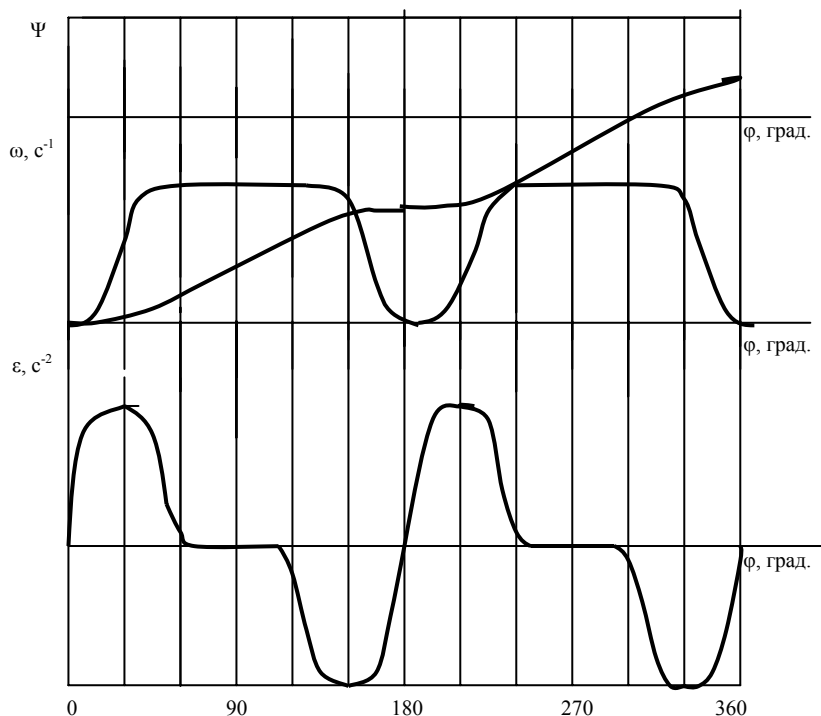


Рис.1.16. Кинематические характеристики выходного вала

Синтез механизмов технологических машин основан на применении сплайнов пятой и третьей степени. Для примера рассмотрим синтез закона движения для механизма прибора бесчелночного ткацкого станка, предназначенного для выработки плотных и тяжелых технических тканей.

В качестве главной идеи при синтезе закона движения был выбран способ, который осуществляет многократное воздействие на систему основа – ткань. В конкретном случае рассмотрим трехкратное воздействие (см. график на рис. 1.2). Закон движения разбит на три участка, обозначенных фазовыми углами  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ . С конструкцией механизма прибора уточных нитей можно познакомиться в описании [36].

Прежде всего рассмотрим цикловую диаграмму работы механизма прибора уточных нитей, а также величину перемещений ведомого звена в переднем крайнем положении. Для рассматриваемого случая фазовый угол  $\varphi_1$  изменяется от  $0^\circ$  до  $50^\circ 30'$ , второй участок  $\varphi_2$  – от  $50^\circ 30'$  до  $85^\circ 30'$ , третий участок  $\varphi_3$  – от  $85^\circ 30'$  до  $140^\circ$ . Фазовые углы дополнительного движения принимаем  $\varphi_1' = \varphi_2' = 17^\circ 30'$ .

Синтез закона движения начнем с первого участка, который обеспечивает движение ведомому звену от  $0^\circ$  до  $50^\circ 30'$ .

В качестве граничных условий принимаем

$$\begin{aligned} 1) a(0) = 0; a(1) = 1; \\ 2) b(0) = a'(0); b(1) = a(1); \\ 3) c(0) = a''(0); c(1) = a''(1). \end{aligned} \quad (1.44)$$

Синтез закона движения производим от ускорений, поэтому задаемся первоначальным массивом данных и отмечаем характерные точки  $\tau_m$  – раздела положительной и отрицательной частей.

Для первого участка выбираем из графика приближенные значения аргумента и функции  $X_1 = 0$ ;  $X_2 = 10$  мм;  $X_3 = 20$  мм;  $X_4 = 30$  мм;  $X_5 = 40$  мм;  $X_6 = 50$  мм;  $Y_1 = 0$ ;  $Y_2 = 60$  мм;  $Y_3 = 30$  мм;  $Y_4 = -40$  мм;  $Y_5 = -52$  мм.;  $Y_6 = 0$ . С помощью интерполяционной формулы находим значения  $X$ , при котором  $Y = 0$ .

Закон движения на этом участке запишем в виде сплайна третьей степени

$$S(\tau) = \sum_{\alpha=0}^3 a_{\alpha}^i (\tau - \tau_i)^{\alpha}; \tau \in [\tau_i, \tau_{i+1}]; i = 0, \dots, N-1. \quad (1.45)$$

Условия 2 в (1.44) соответствуют требованию равенства площадей положительных и отрицательных ускорений участков графиков коэффициентов ускорений. В связи с тем что этот график был задан произвольно, его нельзя принять за основной закон. Для выравнивания площадей положительных и отрицательных ускорений введем новый сплайн

$$S_1(\tau) = \sum_{\alpha=0}^3 b_{\alpha}^i (\tau - \tau_i)^{\alpha}; \tau \in [\tau_i, \tau_{i+1}]; i = 0, \dots, N-1, \quad (1.46)$$

$$b_{\alpha}^i = \mu a_{\alpha}^i; \mu = - \int_{\tau_m}^1 S(\tau) dt / \int_0^{\tau_m} S(\tau) dt; \text{ при } i < m; \text{ при } i \geq m. \quad (1.47)$$

В этом случае график ускорений будет иметь вид, представленный на рис. 1.17 штрихпунктирной линией для участка от 0 до  $\tau_m$ , а от  $\tau_m$  до 1 график останется без изменения.  $\tau_m$  – точка, разделяющая положительные и отрицательные ускорения (см. рис. 1.17),  $\tau_p$  – точка, соответствующая значению относительных ускорений, равных единице.

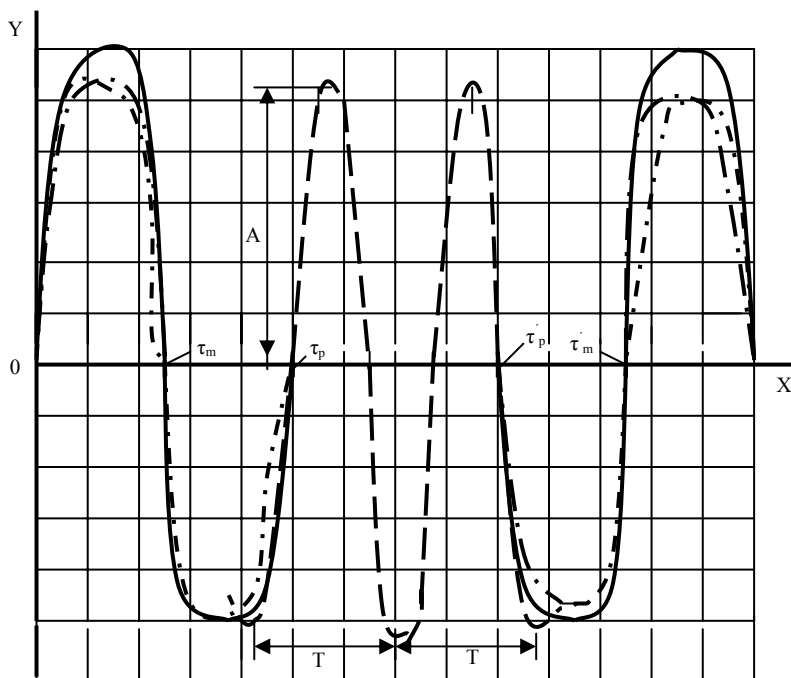


Рис. 1.17. Графическое изображение закона движения ведомого звена механизма прибора уточных нитей для бесчелночных ткацких станков с многократным воздействием

Необходимо предварительно задаться значением  $\tau_m$ , которое в нашем случае определяется из выражения  $\tau_m = 0,5\varphi_1/6n$ , где  $n$  – частота вращения приводного вала кулачка;  $\varphi_1$  – фазовый угол.

Дважды проинтегрировав выражение (1.47), получим скорости и перемещения, записанные в виде сплайнов четвертой и пятой степеней. В ПЭВМ они представлены массивом значений.

Аналитические зависимости имеют следующий вид:

$$S_2(\tau) = \sum_{\alpha=1}^4 \frac{1}{\alpha} b_{\alpha}^i (\tau - \tau_i)^{\alpha} + u_i; \tau \in [\tau_i, \tau_{i+1}]; i = 0, \dots, N-1, \quad (1.48)$$

$$u_0 = 0; u_i = S_2(\tau_i - 0); i = 1, \dots, N-1,$$

$$S_3(\tau) = \sum_{\alpha=2}^5 \frac{1}{\alpha(\alpha-1)} b_{\alpha}^i (\tau - \tau_i)^{\alpha} + u_i (\tau - \tau_i) + d_i,$$

$$\tau \in (\tau_i, \tau_{i+1}); i = 0, \dots, N-1, \quad (1.49)$$

$$d_0 = 0; d_i = S_3(\tau_i - 0); i = 1, \dots, N-1.$$

Полученный сплайн (1.49) нельзя принять за коэффициент перемещения, так как не выполняются два первых условия (1.44). Это условие будет выполнено, если за коэффициент пути принять

$$a(\tau) = \mu_1 S_3(\tau), \quad (1.50)$$

$$\mu_1 = \frac{1}{S_3}. \quad (1.51)$$

Графики коэффициентов пути, скорости и ускорения

$$a(\tau) = \mu_1 S_3(\tau); b(\tau) = \mu_1 S_2(\tau); c(\tau) = \mu_1 S_1(\tau). \quad (1.52)$$

Для второго участка

$$c_1(\tau) = A \cos 2\omega t, \quad (1.53)$$

$$b(\tau) = \frac{A}{4\pi} \sin 2\omega t; a(\tau) = -\frac{A}{(4\pi)^2} \cos 2\omega t. \quad (1.54)$$

В качестве следующего необходимо рассмотреть третий участок, который занимает фазовый угол от  $85^{\circ}30'$  до  $140^{\circ}$ . Синтез закона на этом участке ничем не отличается от первого, поэтому подробное описание этой процедуры опускаем. Окончательно синтезированный закон приведен на графике и обозначен штрихпунктирной линией. При этом за первоначальные были приняты значения  $Y_1 = 0; Y_2 = 60; Y_3 = 45;$

$Y_4 = -10; Y_5 = 44; Y_6 = 50; Y_7 = 0, X_1 = 0; X_2 = 10; X_3 = 20; X_4 = 30; X_5 = 40; X_6 = 50; X_7 = 56$ . Размеры приведены в миллиметрах.

Точка раздела положительных и отрицательных ускорений определена в соответствии с выражением  $\tau_m = 0,5 \varphi_3 / 6n$ .

Последним синтезирован второй участок, который занимает фазовый угол  $\varphi_2$  от  $50^{\circ}30'$  до  $85^{\circ}30'$ .

В рассматриваемом случае принято, что косинусоида имеет две равные амплитуды и равные периоды колебаний (1.53), где  $\omega = 2\pi/T$ ;  $A$  – амплитуда, равная численному значению ускорений при фазовом угле для первого участка  $41^{\circ}15'$ . Это значение взято приближенно, так как точное значение очень трудно подобрать.

Коэффициенты скорости и ускорения определяются в соответствии с выражением (1.54).

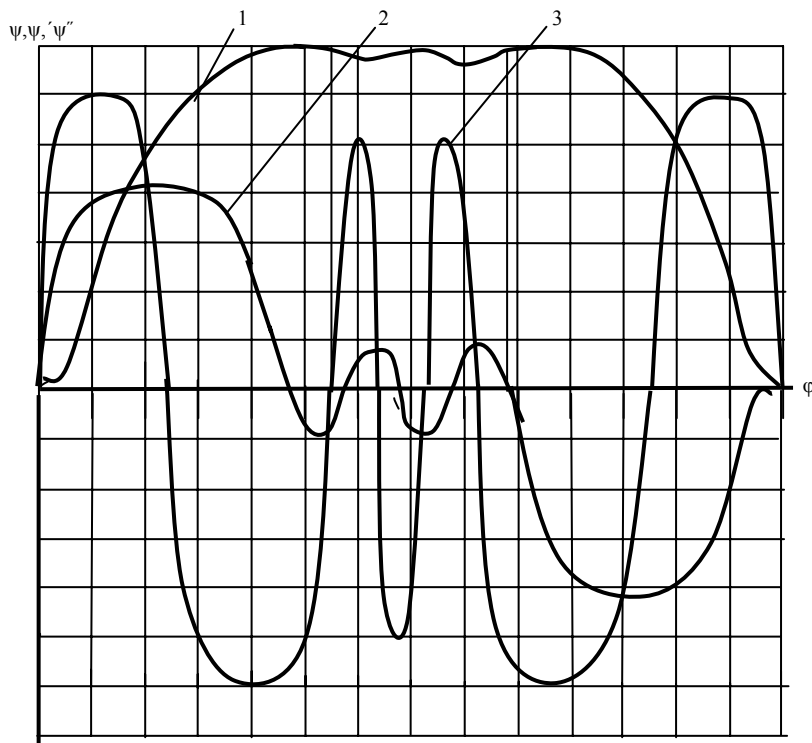
После того как все участки графиков ускорений прошли предварительный подбор, можно приступать к общему сшиванию коэффициентов ускорений. Порядок сшивания предлагается начинать с первого и второго участков. В программе предусмотрена вариация амплитудных значений ускорений при одновременной фиксации точки раздела  $\tau_m$  положительной и отрицательной частей графика ускорений. Если речь идет о массиве значений, то эта точка находится с помощью интерполяционного многочлена. Для конца второго участка снимается ограничение с ускорений, при которых они должны быть равны единице. Имея амплитудное значение периодической функции для второго участка, программа позволяет отыскать такое же значение в массиве данных второй части графика коэффициента ускорений первого участка и приравнять их. При этом появятся изменения в массиве данных коэффициентов перемещений. На этом процедура сшивания массивов (графиков) коэффициентов ускорений для двух участков заканчивается. Для второго и третьего участков предусмотрена следующая процедура сшивания. В связи с тем, что амплитуда периодической функции в конце второго участка является фиксированной и параметры ее уже нельзя варьировать, изменения параметров перенесем полностью на третий участок, записанный в виде массива значений. Предлагается итерационное продолжение алгоритма.

$$c_3(1) - c_2(0) \leq \zeta, \quad (1.55)$$

где  $c_3(1)$ ,  $c_2(0)$  – значения коэффициентов для третьего и второго участков;  $\zeta$  – значение разности.

В случае если разность нас не устраивает, алгоритм продолжается до удовлетворения назначенной величины. Результаты расчетов представлены на рис. 1.18.

Рис. 1.18. Графики изменения кинематических характеристик



синтезированных законов движения ведомого звена механизма прибора уточных нитей:  
 $l$  – перемещения; 2 – скорости; 3 – ускорения

Максимальные значения приведенных на графике кинематических характеристик составляют:  $\psi_{\max} = 1,13$  рад.;  $\psi''_{\max} = 3,13$  с<sup>-2</sup>;  $\psi'_{\max} = 0,91$  с<sup>-1</sup>.

Численные значения законов движения считаются ориентировочными, пока не произведена проверка конструктивных параметров механизма. В связи с этим в дальнейшем предлагается в первом приближении ограничиться проверкой на контактные напряжения высшей пары и величинами углов давления. Контактные напряжения определялись на основании известной формулы Герца–Беляева.

$$\sigma_H = 0,418 E_{\text{пр}}^{0,5} \left( \frac{N}{b} \right)^{0,5} \left( \frac{1}{\rho} \right)^{0,5}, \quad (1.56)$$

где  $E_{\text{пр}}$  – приведенный модуль упругости первого рода;  $b$  – ширина контактирующей части кулачка;  $N$  – нормальная составляющая реакции ролика на профиль кулачка:

$$N = \frac{M}{l \cos \delta}, \quad (1.57)$$

где  $M$  – момент на коромысле кулачкового механизма;  $\delta$  – угол давления, определяемый в соответствии с выражением

$$\delta = \arctg \frac{l \left( 1 + \alpha \frac{d\psi}{d\varphi} \right) / L - \cos \psi}{\sin \psi}, \quad (1.58)$$

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{1}{r} + \frac{1}{\rho - r}, \quad (1.59)$$

где  $r$  – радиус ролика;  $\rho$  – радиус кривизны центрального профиля, определяемый по формуле

$$\rho = \frac{l \sin \psi}{\cos \delta \left\{ 1 + \frac{l \cos \delta}{L \sin \psi} \left[ \alpha \frac{d\psi}{d\varphi} \left( 1 + \alpha \frac{d\psi}{d\varphi} \right) \cos \delta - \frac{d^2 \psi}{d\varphi^2} \cos \delta \right] \right\}} \quad (1.60)$$

где  $\alpha = -1$ , если направления вращения кулачка и коромысла совпадают во время его подъема, и  $\alpha = +1$ , если не совпадают.

Численные значения расчетных контактных напряжений, углов давления, полученные на основании формул (1.56) и (1.58), не превышают допустимых значений. Однако следует отметить, что их можно считать приближенными, так как не учитывалась податливость звеньев.

Профили кулачков механизма прибора уточных нитей могут быть рассчитаны после проведения динамического расчета механизма.



# ДИНАМИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ МЕХАНИЗМОВ И НЕСУЩИХ СИСТЕМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

## Общие принципы построения динамических моделей

Известно, что любая реальная конструкция или механическая система имеет бесконечное число степеней свободы.

Теоретические исследования их представляют определенные трудности. Предлагается реальные механические системы заменять моделями с конечным числом степеней свободы. Такие модели могут быть представлены сосредоточенными массами и безынерционными связями с конечными значениями показателей жесткости  $c_i$ , диссипативными характеристиками  $\psi_i$ .

Для случаев, когда нет необходимости в учете податливостей отдельных элементов механизма, предлагается использовать равенство кинетической энергии механизма и приведенной модели ( $T = T_{пр}$ ). В случае, когда условия баланса энергий реализуются приближенно, а это имеет место при замене распределенных параметров сосредоточенными, необходимым условием являются предположение о законе изменения скорости распространения волны деформации по стержню, а также замещение бесконечного количества степеней свободы некоторым конечным значением. При этом следует исходить из предположений:

- инерционные свойства системы отображаются инерционно-массовыми характеристиками, которые должны быть расположены в определенных точках системы;
- упругие свойства системы (или отдельного элемента) могут быть представлены безынерционными упругодиссипативными связями.

Следует отметить, что чем больше количество масс (или моментов инерции) получено при замещении, тем с большей степенью точности можно отобразить реальную конструкцию. При построении модели необходимо выделить прежде всего те элементы, которые в наибольшей степени определяют поведение всей системы: наиболее массивные элементы, элементы с наибольшей податливостью при последовательном и с наименьшей податливостью при параллельном соединении их.

Инерционные и упругие свойства остальных элементов можно учитывать в виде приведенных значений. Коэффициенты жесткости на участках между сосредоточенными массами определялись на основании известных положений и в соответствии с общим выражением

$$c = \partial F / \partial x, \quad (2.1)$$

где  $F$  – усилие;  $x$  – деформация.

Следует отметить, что при параллельном соединении элементов приведенная жесткость определялась суммой составляющих жесткостей, входящих в систему



$$C_{\text{пр}} = \sum_{i=1}^n C_i, \quad (2.2)$$

При последовательном соединении складывались податливости элементов

$$e_{\text{пр}} = \sum_{i=1}^n e_i, \quad (2.3)$$

Диссипативные характеристики систем учитывались согласно общим принципам. Так при параллельном соединении элементов приведенный коэффициент определялся

$$\Psi_{\text{пр}} = \sum \Psi_i \frac{C_i}{C_{\text{пр}}}. \quad (2.4)$$

При последовательном соединении

$$\Psi_{\text{пр}} = \sum_{i=1}^n \Psi_i \frac{C_{\text{пр}}}{C_i}, \quad (2.5)$$

где  $\psi = 2\lambda$ , а  $\lambda$  – логарифмический декремент затухающих колебаний;  $\psi_i$ ,  $\Psi_{\text{пр}}$  – соответственно коэффициенты диссипации отдельных элементов и приведенной модели. Для ориентировочных расчетов принято [10]  $0,4 \leq \Psi_{\text{пр}} \leq 0,65$ . В результате динамического анализа механизмов технологических машин могут быть определены либо законы движения звеньев, либо силы при заданных законах движения звеньев. Если звенья принимаются абсолютно твердыми, решается задача нахождения сил или моментов. При учете упругих свойств звеньев приходится иметь дело с установлением реальных законов движения на основе решений систем дифференциальных уравнений. При этом существенное значение для машин приобретают возмущения, частотные характеристики, а также исследования поведения механизмов машин в зонах резонансов или близких к ним. При исследованиях надо иметь в виду, что в отдельных случаях развитие колебаний может играть и положительную роль, выполняя определенную технологическую операцию.

Динамические модели, представленные в работе, используются как при динамическом анализе, так и при синтезе механизмов. Если в первом случае мы отвечаем, к какому эффекту могут привести параметры уже работающего механизма или предполагаемого, то во втором решается задача выбора конструктивных параметров машины или механизма с учетом его технологических возможностей в условиях эксплуатации. Существенное значение при этом имеет выбор критериев для дальнейшей оптимизации механизма. В случае идеального механизма выбор критериев оптимизации является вопросом изученным и решение его не представляет особых затруднений. Для реального механизма, включающего гибкие звенья, диссипативные характеристики, выбор критериев оптимизации затруднителен. Следует отме-

тить и тот факт, что реальная модель машины или механизма может быть представлена на отдельных отрезках времени совершенно разными динамическими моделями.

Таким образом, для разработки динамической модели необходимо ввести некоторые ограничения:

- инерционные характеристики системы отображаются массами или моментами инерции масс, которые должны быть размещены в строго определенных местах (точках или сечениях);

- в системах сложной конструкции необходимо выделить основной элемент;

- в некоторых случаях следует не только пользоваться результатами теоретических исследований, но и принимать во внимание данные исследований экспериментальных.

Показатели жесткости можно определить по справочной литературе. Для сложных схем или статически неопределимых систем предлагаются единый алгоритм и программы, позволяющие установить эти параметры.

Рассмотрим на конкретном примере определение перемещений для системы батана механизма прибора бесчелночного ткацкого станка (смотри схему, приведенную на рис. 2.1). Подробнее с конструктивными особенностями этого механизма можно познакомиться в [36]. Следует отметить, что они различаются между собой только количеством приводных кулачков системы батана, который непосредственно контактирует с тканью.

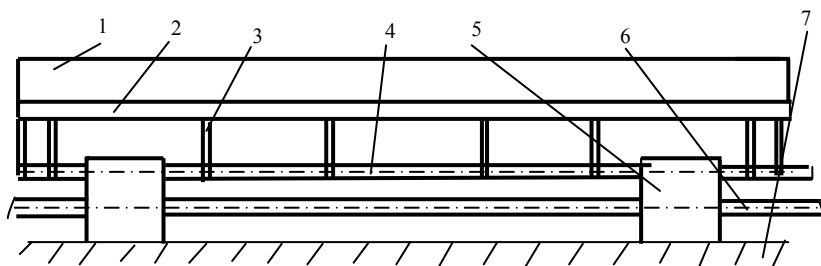


Рис.2.1. Конструктивная схема механизма прибора уточных нитей:

1 – бердо; 2 – брус батана; 3 – лопасти; 4 – подбатанный вал; 5 – корпус, в котором расположены кулачки привода системы батана; 6 – вал привода; 7 – связь

Механизм прибора представляет собой конструкцию (рис. 2.1), включающую брус батана с бердом (поз. 1, 2), лопасти (поз. 3), подбатанный вал (поз. 4), два кулачковых привода, которые размещаются в корпусах (поз. 5).

При разработке расчетной модели лопасть принимается жестко заделанной на подбатанном валу. Для определения статических деформаций бруса полагаем, что лопасти и брус соединены жестко, в связи с чем за расчетную схему принимаем рамную конструкцию (рис. 2.2).

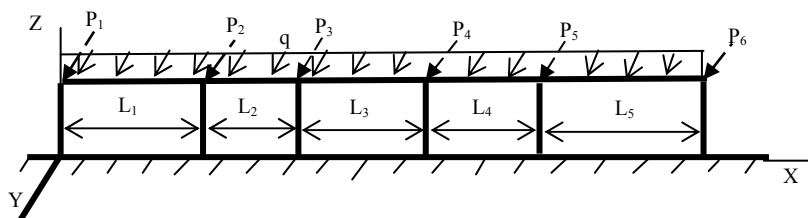


Рис. 2.2. Расчетная схема для бруса и лопастей

В соответствии с рис. 2.2 имеем ферму с 6 узлами и 11 стержнями, которая является статически неопределимой системой.

Стержневая система находится в равновесии, когда уравновешены как ее стержни, так и узлы

$$\overline{A}\overline{S} + \overline{P} = 0, \quad (2.6)$$

где  $\overline{S}$  – вектор внутренних усилий для всей системы, который определяется

$$\overline{S} = [S_1 + S_2 + \dots + S_n]^T;$$

вектор внутренних усилий для одиночного стержня

$$\begin{bmatrix} N \\ Q_Y \\ Q_Z \\ M_X \\ M_Y \\ M_Z \end{bmatrix} = \overline{S}_j;$$

$P$  – вектор внешних нагрузок.

Стержневая система, соединенная в узлах, должна оставаться соединенной в этих же узлах и после деформации.

Уравнение, выражающее это условие, называется уравнением совместности:

$$A_1 + Z + \Delta = 0, \quad (2.7)$$

где  $A_1$  – матрица, связывающая перемещение узлов с деформациями стержней;  $Z = [Z_1, Z_2, \dots, Z_m]$  – вектор перемещений узлов всей конструкции в целом с  $m$  узлами;  $\Delta$  – вектор деформаций стержневой системы.

В силу двойственности  $A_1 = A^T$  уравнение (2.7) примет вид

$$A^T \overline{Z} + \overline{\Delta} = 0. \quad (2.8)$$

На основании закона Гука, связывающего деформации с внутренними усилиями, можно записать

$$\overline{\Delta} = B\overline{S}, \quad (2.9)$$

где  $B$  – матрица жесткостей, имеющая квазидиагональную структуру.

Выпишем (2.6), (2.8), (2.9) в одну систему уравнений

$$\begin{cases} A\bar{S} + \bar{P} = 0; \\ A^T \bar{Z} + \bar{\Delta} = 0; \\ B\bar{S} = 0. \end{cases} \quad (2.10)$$

Подставив (2.9) в (2.8), получим

$$\begin{cases} \bar{A}\bar{S} + \bar{P} = 0; \\ \bar{A}^T \bar{Z} + \bar{B}\bar{S} = 0. \end{cases} \quad (2.11)$$

Решая второе уравнение системы (2.11) относительно  $S$ , получаем

$$\bar{S} = -\bar{B}A^T \bar{Z}$$

Подставив полученное выражение в первое системы (2.11), найдем

$$AB^{-1}A^T \bar{Z} - \bar{P} = 0. \quad (2.12)$$

Решая систему (2.12), получаем перемещения узлов стержневой системы (вектор  $Z$ ).

В связи с тем, что конструкции системы отличаются в зависимости от модификации станков, будут отличаться и массивы  $A$  и  $B$ .

Так для станков с конструктивным рядом по ширине заправки (140–160 см) –  $A[18,30]$ ;  $B[30,50]$ ; (170–220) см –  $A[24,42]$ ;  $B[42,42]$ ; (230–180)см –  $A[30,54]$ ;  $B[54,54]$ ; (290–360 см) –  $A[36,66]$ ;  $B[66,66]$ . Внутренние усилия определяются

$$\begin{cases} \sum x = 0; r_{hx} + r_{kx} = 0; \\ \sum y = 0; r_{hy} + r_{ky} = 0; \\ \sum z = 0; r_{hz} + r_{kz} = 0; \\ \sum M_x = 0; m_{hx} + m_{kx} = 0; \\ \sum M_y = 0; m_{hy} + m_{ky} - r_{kz}L = 0; \\ \sum M_z = 0; m_{hz} + m_{kz} + r_{ky}L = 0, \end{cases} \quad (2.13)$$

$$\begin{cases} N = r_{kx}; Q_y = r_{ky}; Q_z = r_{kz}; \\ M_x = m_{kx}; M_y = m_{ky}; M_z = m_{kz}. \end{cases} \quad (2.14)$$

Подставив (2.14) в (2.13), получим

$$\begin{cases} r_{hx} = -r_{rx} = -N; \\ r_{hy} = -r_{ky} = -Q_y; \\ r_{hz} = -r_{kz} = -Q_z; \\ m_{hx} = -m_{kx} = -M_y + Q_z L; \\ m_{hy} = -m_{ky} + r_{kz} L = -M_y + Q_z L; \\ m_{hz} = -m_{kz} - r_{ky} L = -M_z - Q_y L. \end{cases} \quad (2.15)$$

Используя выражения (2.15) и (2.14), а также связи между всеми силами, действующими по концам стержней, получим

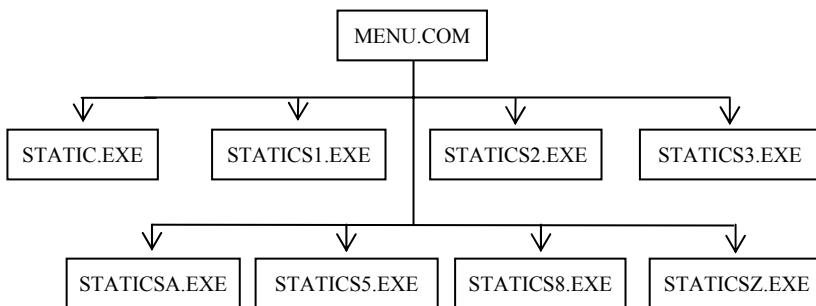
$$r = aS, \quad (2.16)$$

где  $a$  – матрица коэффициентов уравнений равновесия.

Вводя в ЭВМ вектор нагрузок  $P$  и решая систему уравнений (2.11), получаем величины перемещений (прогибы и углы поворота) узлов.

Алгоритм расчетов реализован в комплексе, который включает следующие программы: MENU.COM; STATICS1.EXE; STATICS2.EXE; STATICS3.EXE; STATICS4.EXE; STATICS5.EXE, STATICS8.EXE; STATICSZ.EXE. Схема взаимодействия модулей показана на рис. 2.3.

Рис. 2.3. Схема взаимодействия модулей



Запускающей программой является MENU.COM. Входными данными для всего комплекса программ являются: файл с расширением geo, содержащий сведения о нумерации стержней и узлов стержневой системы, материале стержней, координаты узлов и геометрические характеристики системы, ost\_mat.lp – файл, содержащий названия материалов стержней, значения модулей упругости, f – файл, в котором содержатся упорядоченные записи о внешних силах, действующих на узлы системы.

Входными данными для комплекса программ являются файлы с расширениями: a, в который записывается матрица коэффициентов уравнения равновесия  $A$ ; at, в нем записывается матрица  $A^T$ ; файл с расширением b с записью матрицы жесткостей  $B$ ; r2 с результатами перемножения матриц  $B^{-1}A^T$ ; r с записью результатов перемножения матриц  $R2 \times A^T = R$ ; z с записью решения системы  $R \times Z = P$ ; zt текстовый файл перемещения узлов; s для записи внутренних сил в стержнях системы (S); st – тек-

стовый файл внутренних сил; ten – с упорядоченной записью напряжений; egv – с записью эквивалентных напряжений (текстовый). Перечисленные файлы могут иметь разные имена, которые совпадают с названием задачи – именем файла с расширением geo.

Часть программ предназначена для ведения интерактивного диалога с пользователем: STATIC.EXE позволяет редактировать модули упругости материалов в файле ost\_mat.lp и добавлять новые записи; STATICS1.EXE предоставляет возможность выбора задачи для расчетов (одного из файлов с расширением geo) или создания новой задачи и определяет, на каком этапе решения находится выбранная задача; STATICS2.EXE позволяет редактировать данные в выбранном файле с расширением geo; STATICS3.EXE дает возможность редактировать данные в выбранном файле с расширением f. Программа STATICSA.EXE предназначена для составления матриц  $A^T$  и  $B$  стержневой системы. STATICS5.EXE обеспечивает транспонирование матрицы  $A^T$  и получение матрицы  $A$ . Транспонирование осуществляется отдельными блоками по 50 строк на жестком диске. STATICS8.EXE служит для перемножения матриц  $B^{-1} \times A^T = R2$ ;  $A \times R2 = R$ . Перемножение проводится блоками по 20 строк в целях ускорения процесса. Так же как транспонирование, перемножение идет на жестком диске из-за недостатка памяти для размещения перемноженных массивов. STATICSZ.EXE предназначена для решения системы линейных уравнений  $R \times Z = P$  методом Гаусса–Жордана на жестком диске и перемножения матриц  $Z \times R2 = S$  (на жестком диске). К стандартному методу Гаусса–Жордана добавлен выбор главного элемента и ускорен обратный ход. STATICST.EXE позволяет вычислять напряжения в стержнях.

В результате проведенных исследований установлено, что при изгибе определяющую роль играет подбатанный вал, а брус батана и лопасти можно принимать за сосредоточенные массы. Причем расположение масс или моментов инерции должно сосредотачиваться в местах крепления лопастей к подбатанному валу. Это утверждение относится к любой конструкции из ряда ткацких машин. Что касается остова ткацкой машины, то за основной элемент его конструкции можно принимать переднюю связь, которая рассчитывалась как балка постоянного сечения на упругоподатливых опорах. Учет податливости опор обусловлен соизмеримостью деформаций рам остова и собственных деформаций передней связи относительно опор (рис. 2.4). Расчет деформаций производился в соответствии с принципом суперпозиции от действия технологической нагрузки и собственного веса [14].

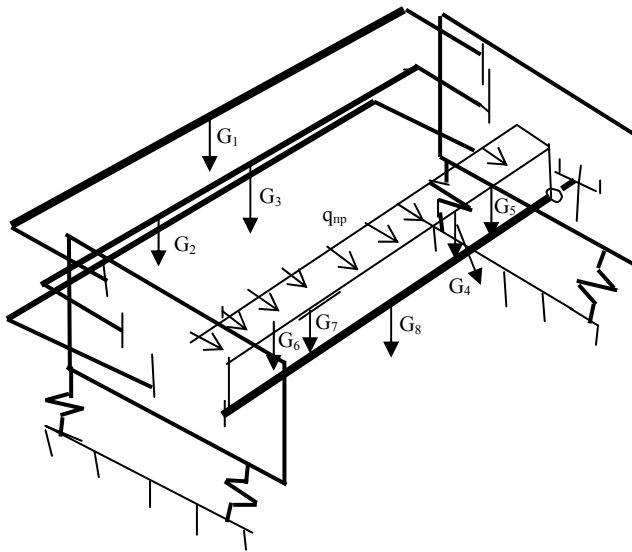


Рис. 2.4. Расчетная схема остова ткацкого станка СТБ:  
 $G_i$  – весовые характеристики элементов;  
 $q_{пр}$  – нагрузка технологическая от усилия прибора

Перемещения подбананного вала определялись на основании общих правил сопротивления материалов в соответствии со схемой (рис. 2.5).

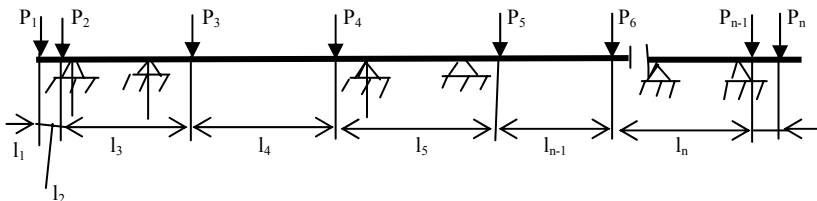


Рис. 2.5. Расчетная схема подбананного вала на изгиб:  
 $P_i$  – внешняя нагрузка;  $l_i$  – длины участков

Подбананный вал представляет собой статически неопределимую систему. Перемещения в такой системе предлагается определять методом сил. Как известно, каноническое уравнение метода сил в матричной форме имеет вид

$$\delta_{ik} X + \Delta_{if} = 0, \quad (2.17)$$

где  $X_1, \dots, X_n$  – неизвестные реакции опор.

$$\delta_{ik} = \sum \frac{l_j}{6EJ} \left| M_i^H M_i^k \right| \begin{vmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} M_k^H \\ M_k^K \end{vmatrix} \quad (2.18)$$

В выражении (2.18)

$$\delta_{if} = \sum \frac{l_j}{6EJ} \left| M_i^H M_i^k \right| \begin{vmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} M_f^H \\ M_f^K \end{vmatrix}, \quad (2.19)$$

$$b_j = \frac{l_j}{6EJ} \begin{vmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{vmatrix},$$

$b_j$  – матрица жесткости на соответствующем участке. Матрица жесткости для всего вала имеет квазидиагональную структуру и обозначается буквой  $B$  [15]. В соответствии с изложенным выше общее выражение, записанное в матричной форме, будет иметь вид

$$E^T BEX + E^T BS_{of} = 0. \quad (2.20)$$

Приведенная формула является общей для статически неопределимых систем с произвольным количеством опор и действующих нагрузок.

В формуле (2.20) обозначено:  $E$  – матрица ординат единичных эпюр;  $B$  – матрица жесткостей;  $S_{of} = M_f$  – матрица-вектор ординат грузовой эпюры. Решая систему (2.20), находим неизвестные  $X_i$ . Для определения перемещений в местах расположения лопастей необходимо сформировать единичную матрицу  $E2$ , элементами которой являются ординаты единичных эпюр в начале и конце участков, полученных от соответствующих единичных сил. Прогобы подбатанного вала в сечениях расположения лопастей определялись по формуле Мора перемножением единичных эпюр и окончательной эпюры моментов

$$y_k = \sum \int \frac{M_i M}{EJ} dx. \quad (2.21)$$

Или в матричной форме

$$y = E2BM. \quad (2.22)$$

При разработке алгоритма для определения углов закручивания подбатанного вала рассмотрим схему, приведенную на рис. 2.6.

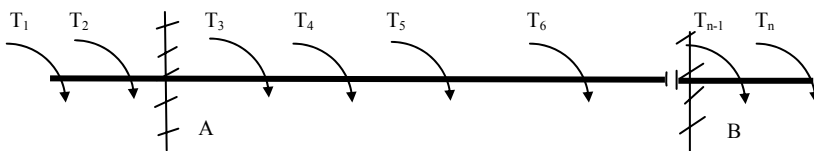




Рис. 2.6. Расчетная схема подбатанного вала станка СТБ 180 на кручение

В общем случае в расчетных схемах на кручение в местах контакта кулачка с роликом принимается заделка, поэтому система является статически неопределимой. Рассмотрим участок между двумя заделками.

Очевидно, что в них возникают реактивные моменты  $T_A$  и  $T_B$ . Приведенная модель является один раз статически неопределимой. Уравнение равновесия запишется

$$\sum T_z = T_A + T_B - \sum_{i=1}^n T_i = 0. \quad (2.23)$$

Для составления уравнения перемещений отбросим правую заделку и заменим ее действие на вал соответствующим реактивным моментом  $m_b$ . В этом случае  $\varphi_b = 0$ . Применяя принцип независимости действия сил, будем иметь

$$\varphi_b = \varphi_{bt1} + \varphi_{bt2} + \varphi_{bt3} + \dots + \varphi_{btm} = 0, \quad (2.24)$$

где  $\varphi_{bti} = - \sum T_i l_i / GJ_p$ ;  $J_p = \pi d^4 / 32$ .

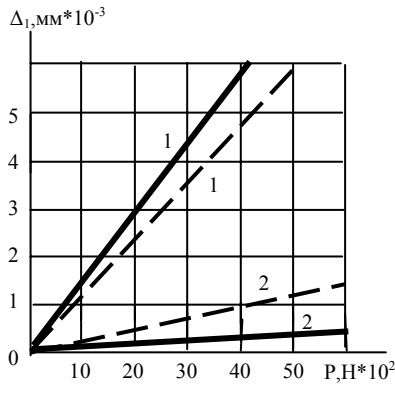
Алгоритм расчетов на изгиб и кручение статически неопределимых систем реализован в программе *Vatan.exe*. Программа построена на диалоге с пользователем, которому предоставляется возможность вводить исходные данные и обрабатывать их надлежащим образом. Удобное меню позволяет в любой момент изменять имя или название задачи, входные данные и получить результат.

Входными данными для расчетов вала на изгиб являются геометрические характеристики, модуль упругости первого рода для материала, из которого сделан вал, координаты опорных шарниров, при этом начало координат находится на левом конце вала. Причем два любых шарнира входят в основную систему расчета, а все остальные считаются «лишними».

Следует отметить, что построение вектора  $T$ , содержащего крутящие моменты в начале и конце участков вала, и вектора  $V$  со значениями углов закручивания вала производится отдельно для каждой такой части методом сечения по участкам. Эти векторы записываются соответственно в файлы с расширением  $t$  и  $v$ .

Входные данные для задачи сохраняются в файле с расширением  $res$ . Результаты расчетов приведены на рис. 2.8.

На графике, изображенном сплошной линией обозначены перемещения бруса и лопастей, а – подбатанного вала. Там же вариант изменения жесткостных характеристик названных деталей – который на рисунке показан под



нием пог. на рис. 2.7, на рис. 2.7, штриховой приведен и лей, цифрой

Рис. 2.7. Графики перемещений бруса с лопастями и подбатанного вала в зависимости от технологического усилия: 1 – конструкция серийного производства; 2 – измененная

Изменения конструктивных параметров в части увеличения жесткости для отдельных деталей вызвано необходимостью выработки на бесчелночных ткацких станках тканей плотных и технического назначения, например, джинсовой, фильтровальной, для лент транспортеров, для водолазных костюмов.

Исследования перемещений отдельных точек остова и системы батана позволили сделать следующие выводы.

1. За основной элемент расчетной модели системы батана при изгибе и кручении был принят подбатанный вал, а брус и лопасти учитывались как сосредоточенные параметры, расположенные в местах закрепления их к подбатанному валу;

2. За основной элемент для расчетной схемы остова ткацкой машины при изгибе и кручении принята поперечная связь, а все остальные элементы, расположенные на ней, представлены сосредоточенными параметрами (массами или моментами инерции).

### 3.1.

для

На  
второй  
можно

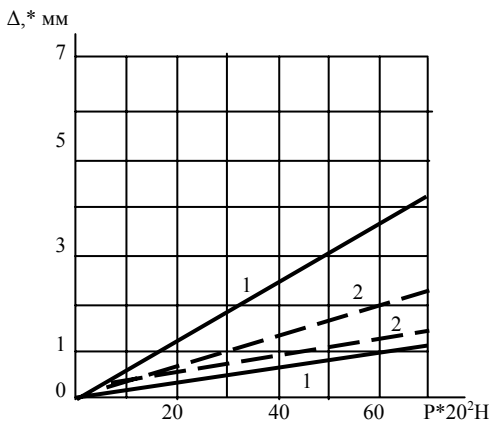


Рис. 2.8. Графики зависимости перемещений верхней точки передней связи и рамы в зависимости от технологической нагрузки: 1 – для станка с заправочной шириной 330 см; 2 – с заправочной шириной 180 см. Сплошной линией показаны перемещения связи; штриховой – для рамы

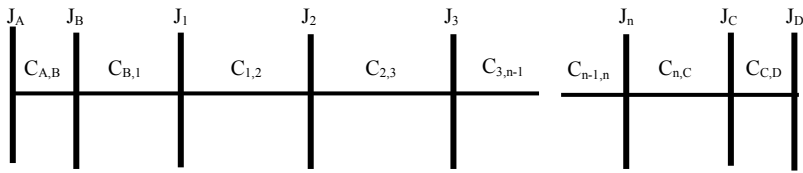
## ГЛАВА 3

### ИССЛЕДОВАНИЕ ЧАСТОТНОГО СПЕКТРА СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ

#### Крутильные и изгибные колебания многомассовых и статически неопределимых систем

основании выводов главы систему батана представлять подбатанным валом с

моментами инерции, расположенными в местах закрепления на нем лопастей. Исследования усложняются тем обстоятельством, что в разные периоды работы механизма приборя уточных нитей будут иметь место и разные расчетные модели. Привод к системе батана осуществляется посредством кулачков, выполненных на геометрическое замыкание. При этом одним из условий сборки механизма служит гарантированный зазор в паре кулачок – ролик. При условии гарантированного зазора для момента времени, обеспечивающего начало выстоя рабочему звену, расчетная модель

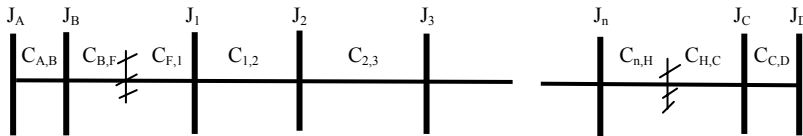


может быть представлена со свободными концами (рис. 3.1). Во время работы рабочая поверхность профиля кулачка контактирует с роликом, который закреплен с помощью осей в проушинах, жестко соединенных с валом. В моменты прямого и обратного движения ведомой массы необходимо рассматривать приведенную расчетную модель с заделками в местах расположения проушин, поскольку жесткости проушин значительно превосходят жесткость подбатанного вала (рис. 3.2). Необходимо учитывать и изменение размеров подбатанного вала в связи с переменной контактирующих поверхностей кулачков с роликами.

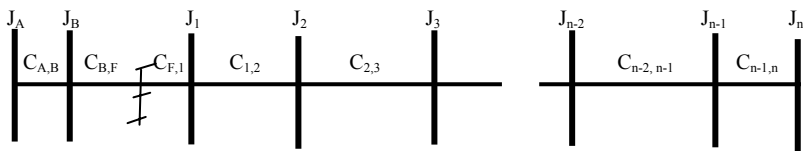
В работе предложен метод определения частотных характеристик методом цепных дробей (метод В. П. Терских [5]). Он основан на том, что исследуемая система приводится к безразмерному виду, причем уравнение частот этой системы получается в виде цепной дроби (рис. 3.1, *a, б, в*).

Расчетная схема крутильно-колеблющейся системы является безразмерной. Она в общем случае состоит из  $n$  масс с моментами инерции  $J_1, J_2, \dots, J_n$ , соединенных между собой безынерционным валом, имеющим на участках между массами жесткости  $C_{ij}$ .

*a*



*б*



*в*

Рис. 3.1. Эквивалентная расчетная схема системы багана для определения частот свободных крутильных колебаний: *a* – схема со свободными концами; *б* – схема с заделками с двух сторон; *в* – схема с заделкой с одной стороны.  $J_i$  – моменты инерции масс;  $J_A, J_B, J_C, J_D$  – моменты инерции начальных и последних масс;  $C_{ij}$  – жесткости промежуточных участков

На первом этапе исследований крутильных колебаний полагаем, что трение в системе отсутствует, а все нелинейные элементы системы линеаризованы. Последнее предполагает колебания с малыми амплитудами. Для каждой из масс, изображенных на рис. 3.1, можно записать свое дифференциальное уравнение движения. Если обозначить через  $\varphi_A, \varphi_B, \dots, \varphi_D$  — мгновенные углы поворота масс относительно некоторого начального положения, то произведения  $C_{A,B}(\varphi_A - \varphi_B)$ ;  $C_{B,1}(\varphi_B - \varphi_1)$ ; ...;  $C_{C,D}(\varphi_C - \varphi_D)$  будут представлять моменты сил упругости для этих участков, действующие на массы с моментами инерции  $J_A, J_B, \dots, J_D$  соответственно. Дифференциальные уравнения движения для последовательных масс можно записать так:

$$\begin{cases} J_A \varphi_A'' + C_{A,B}(\varphi_A - \varphi_B) = 0; \\ J_B \varphi_B'' - C_{A,B}(\varphi_A - \varphi_B) + C_{B,1}(\varphi_B - \varphi_1) = 0; \\ J_1 \varphi_1'' - C_{B,1}(\varphi_B - \varphi_1) + C_{1,2}(\varphi_1 - \varphi_2) = 0; \\ \dots; \\ \dots; \\ J_i \varphi_i'' - C_{i-1,i}(\varphi_{i-1} - \varphi_i) + C_{i,i+1}(\varphi_i - \varphi_{i+1}) = 0; \\ J_D \varphi_D'' - C_{C,D}(\varphi_C - \varphi_D) = 0. \end{cases} \quad (3.1)$$

Складывая уравнения движения каждой массы, входящие в систему (3.1), получим

$$J_A \varphi_A'' + J_B \varphi_B'' + J_1 \varphi_1'' + \dots + J_i \varphi_i'' + \dots + J_D \varphi_D'' = 0. \quad (3.2)$$

Из уравнения (3.2) следует, что в процессе собственных колебаний момент количества движения системы относительно оси вала остается постоянным. Из системы дифференциальных уравнений (3.1) можно найти все  $n$  собственных частот крутильных колебаний системы, соответствующих главным формам колебаний.

Общее решение системы (3.1) имеет вид

$$\varphi_i = \sum_{i=1}^{n-1} A_i \sin(\omega_{Ci}t + \zeta_i), \quad (3.3)$$

где  $A_i$  — амплитуда колебаний  $i$ -й массы;  $\zeta_i$  — фазовый угол;  $\omega_{Ci}$  — частота собственных колебаний системы.

Амплитуды колебаний системы связаны между собой, это легко показать из решения уравнения (3.1), подставляя в него частные решения вида

$$\varphi_i = A_i \sin(\omega_{Ci}t + \zeta_i).$$

После сокращения каждого из уравнений (3.1) на общий множитель  $\sin(\omega_{Ci}t + \zeta_i)$  и соответствующего преобразования будем иметь

$$\left\{ \begin{array}{l} A_B = A_A - \omega_C^2 \frac{1}{C_{A,B}} J_A A_A; \\ A_1 = A_B - \omega_C^2 \frac{1}{C_{B,1}} (J_A A_A + J_B A_B); \\ A_2 = A_1 - \omega_C^2 \frac{1}{C_{1,2}} (J_A A_A + J_B A_B + J_1 A_1); \\ \dots\dots\dots; \\ A_i = A_{i-1} - \omega_C^2 \frac{1}{C_{i-1,i}} \sum_{j=1}^{i-1} J_j A_j; \\ A_D = A_C - \omega_C^2 \frac{1}{C_{C,D}} \sum_{i=1}^{D-1} J_i A_i, \end{array} \right. \quad (3.4)$$

Из уравнений (3.4) определяем  $n-1$  из  $n$  амплитуд.

Обозначив моменты сил упругости участков через  $M_{1,2}; M_{2,3}; \dots; M_{n-1,n}$ , а относительные амплитуды угловых колебаний масс через  $a_1, a_2, \dots, a_n$ , из системы уравнений (3.1) получим систему алгебраических уравнений

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{1,2} = -J_1 a_1 \omega^2; a_2 = a_1 + \frac{M_{1,2}}{C_{1,2}}; \\ M_{2,3} = M_{1,2} - J_2 a_2 \omega^2; a_3 = a_2 + \frac{M_{2,3}}{C_{2,3}}; \\ \dots\dots\dots; \\ \dots\dots\dots; \\ M_{n-1,n} = M_{n-2,n-1} - J_{n-1} a_{n-1} \omega^2; a_n = a_{n-1} + \frac{M_{n-1,n}}{C_{n-1,n}}. \end{array} \right. \quad (3.5)$$

Метод состоит в решении частотного уравнения (3.5) в виде цепной дроби с помощью пробных подстановок. Сущность этого метода заключается в определении величины эквивалентной динамической жесткости с помощью цепной дроби. Следует иметь в виду, что при собственных колебаниях  $M_{n,n-1}=0$ .

Так для системы, приведенной на рис. 3.1, а, при замене

$$\begin{array}{l} J_A = J_1; J_B = J_2; J_C = J_{n1}; J_D = J_n; \\ C_{AB} = C_{1,2}; C_{B,1} = C_{2,3}; C_{CD} = C_{n,n-1}; C_{nC} = C_{n-1,n-2} \end{array}$$

получим

$$J_n \omega^2 - \frac{1}{\frac{1}{C_{n-1,n}} - \frac{1}{J_{n-1} C \omega^2 - \frac{1}{\frac{1}{C_{n-2,n-1}} - \dots}}} = 0, \quad (3.7)$$

$$-\frac{1}{\frac{1}{C_{1,2}} - \frac{1}{J_1\omega^2}}$$

С помощью уравнения (3.7) можно определить все  $n$  частот.  
Для системы, показанной на рис.3.1, б, получим

$$J_{n-1}\omega^2 - C_{n-1,n} - \frac{1}{\frac{1}{C_{n-1,n}} - \frac{1}{J_{n-1}\omega^2} - \frac{1}{\frac{1}{C_{n-2,n-1}}}} = 0 \quad (3.8)$$

$$-\frac{1}{\frac{1}{C_{1,2}} - \frac{1}{J_1\omega^2 - \frac{1}{J_1\omega^2 - C_{0,1}}}}$$

где  $C_{0,1} = C_{F,1}$ ;  $C_{n-1,n} = C_{nH}$ .

Для системы, приведенной на рис. 3.1, в:

$$J_n\omega^2 - \frac{1}{\frac{1}{C_{n-1,n}} - \frac{1}{J_{n-1}\omega^2 - \frac{1}{\frac{1}{C_{n-2,n-1}}}}} = 0 \quad (3.9)$$

$$-\frac{1}{\frac{1}{C_{1,2}} - \frac{1}{J_1\omega^2 - C_{0,1}}}$$

где  $C_{0,1} = C_{F,1}$ .

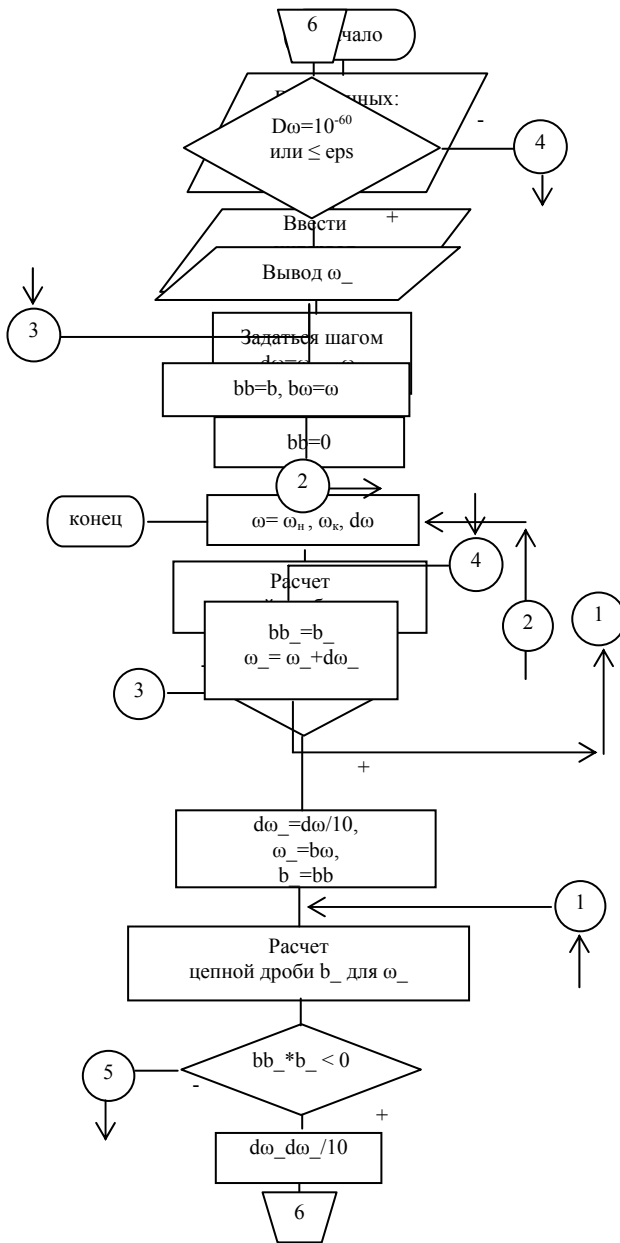
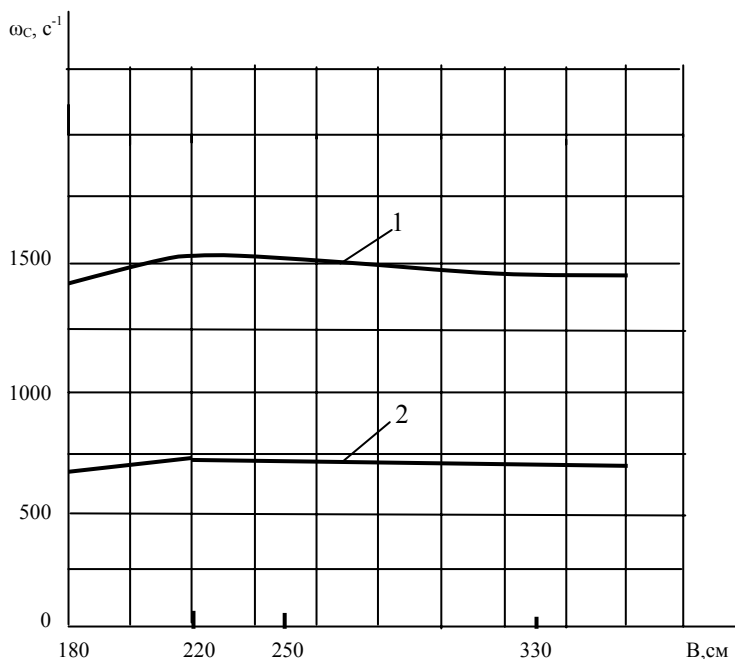


Рис. 3.2. Блок-схема программы для определения собственных частот крутильных колебаний систем



Частоты свободных колебаний определялись на ЭВМ, блок-схема программы приведена на рис. 3.2. В связи с тем, что конструкция батанного механизма зависит от наличия приводных кулачков и ширины заправки, расчетные модели, показанные на рис. 3.1, можно рассматривать только как типовые представители. В программе предусмотрены различные вариации моментов инерций, начальных условий закрепления. На основании полученных значений построены графики (рис. 3.3).

На схеме цифрами обозначены точки, которые должны рассматриваться как общие в блок-схеме, стрелки указывают на направление последовательности хода ведения расчетов.

Рис. 3.3. Графики изменения частот свободных колебаний при кручении системы батана в зависимости от ширины заправки:  
 1 – для модели с закреплением концов с двух сторон;  
 2 – для модели со свободными концами

Графики (рис. 3.3) указывают на то, что в зависимости от конструктивного исполнения механизма прибора уточных нитей частоты с идентичным закреплением концов отличаются незначительно, но имеют ощутимые отличия при условии изменения начальных параметров закрепления. Как видно из приведенного расчета, в разные периоды времени работы механизма в соответствии с цикловой диаграммой станка частоты свободных колебаний будут иметь существенные



отличия даже для одного типоразмера, что необходимо учитывать при проведении динамических расчетов механизмов подобного типа.

Для определения изгибных колебаний подбатанного вала, эквивалентного системе батана, рассмотрим схему, показанную на рис. 3.4. Эта схема является общей и позволяет рассчитывать частоты свободных колебаний независимо от количества приводных кулачков для батана.

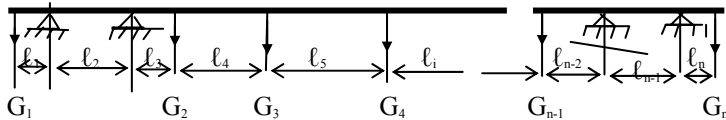


Рис. 3.4. Расчетная схема подбатанного вала на изгибные колебания

Дифференциальные уравнения движения системы с несколькими степенями свободы записываются в матричном виде [5]:

$$[\delta][m]\ddot{\bar{q}} + \bar{q} = 0, \tag{3.10}$$

где  $[\delta]$  – матрица коэффициентов влияния перемещений;  $[m]$  – матрица инерционных коэффициентов (масс).

Матрица коэффициентов влияния имеет следующую структуру:

$$[\delta] = \begin{bmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & \dots & \delta_{1s} \\ \delta_{21} & \delta_{21} & \dots & \delta_{2s} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \delta_{s1} & \delta_{s2} & \dots & \delta_{ss} \end{bmatrix}. \tag{3.11}$$

Элементы матрицы  $\delta_{ij}$  определяются на основании [5] методом Максвелла–Мора:

$$\delta_{ij} = \sum \int_0^l \frac{\bar{M}'_i}{EJ} dx. \tag{3.12}$$

Матрица инерционных коэффициентов при обратном способе записи дифференциальных уравнений движения масс имеет диагональную структуру:

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & & & \\ & m_2 & & \\ & & \dots & \\ & & & m_s \end{bmatrix}. \tag{3.13}$$

Решение уравнения (3.10) имеет следующий вид:

$$\bar{q} = \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ \dots \\ q_j \\ \dots \\ q_s \end{bmatrix}, \quad (3.14)$$

где  $j$ -я обобщенная координата определяется как функция времени:

$$q_j = A_j \sin(\omega t + \varphi_0), \quad (3.15)$$

где  $A_j$  – амплитуда колебаний  $j$ -й массы;  $\omega$  – круговая частота свободных колебаний;  $\varphi_0$  – начальная фаза колебаний.

Введя обозначения  $1/\omega^2 = \lambda$ , уравнение движения можно записать в виде

$$([\delta] - \lambda E)A = 0 \quad (3.)$$

или

$$[\delta][m]A = \lambda EA, \quad (3.17)$$

$E$  – единичная матрица.

Как известно из теории матриц, определение значений  $\lambda_i$  сводится к определению собственных значений матрицы  $C = [\delta][m]$ . Определив значение  $\lambda_i$  и расположив их в порядке убывания, находим спектр собственных частот изгибных колебаний в виде (Гц)

$$f_i = \frac{1}{2\pi\sqrt{\lambda_i}}. \quad (3.18)$$

В соответствии с изложенной методикой разработаны алгоритм и программы для расчетов спектра собственных частот. Результаты расчетов приведены в виде графиков на рис. 3.5. Блок-схема программы показана на рис. 3.6.

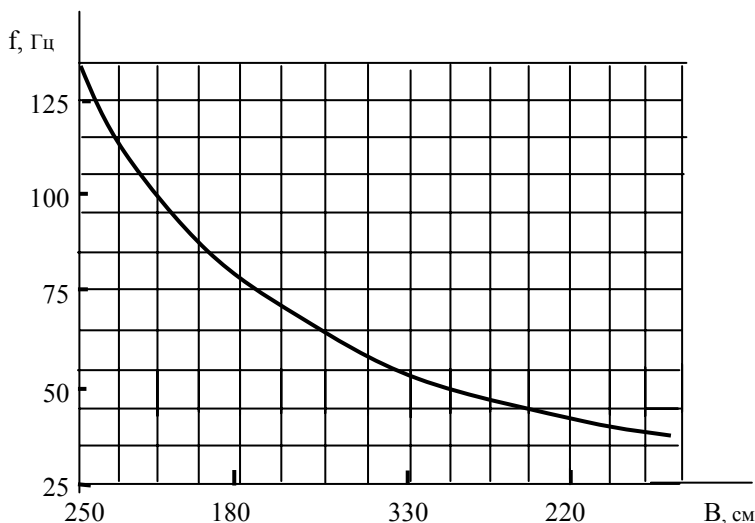


Рис. 3.5. График изменения частот свободных колебаний при изгибе системы батана для бесчелночных ткацких станков СТБ

### 3.2. Определение частот свободных колебаний несущих конструкций

Для определения частотного спектра свободных колебаний остовов рассмотрим бесчелночную ткацкую машину (станок), в остов которой входят две рамы, связи передняя и задняя, а также все элементы, закрепленные на передней связи. Основную сложность в таких конструкциях представляет создание динамической модели, адекватной реальной конструкции. Общий вид конструкции остова был приведен ранее на рис. 1.11. Динамическая модель (рис. 3.7) ее строилась следующим образом:

- инерционно-массовые характеристики связи заменены массами (моментами инерции), сосредоточенными в ее середине [28];
- массы рам (моменты инерции) разнесены симметрично по краям стержней с бесконечной жесткостью ( $m_1, m_8, m_7, m_9$ );
- массы (моменты инерции масс) корпусов в сборе с исполнительными механизмами и приводами размещены в местах крепления их на передней связи ( $m_2, m_3, m_4, m_5$ );

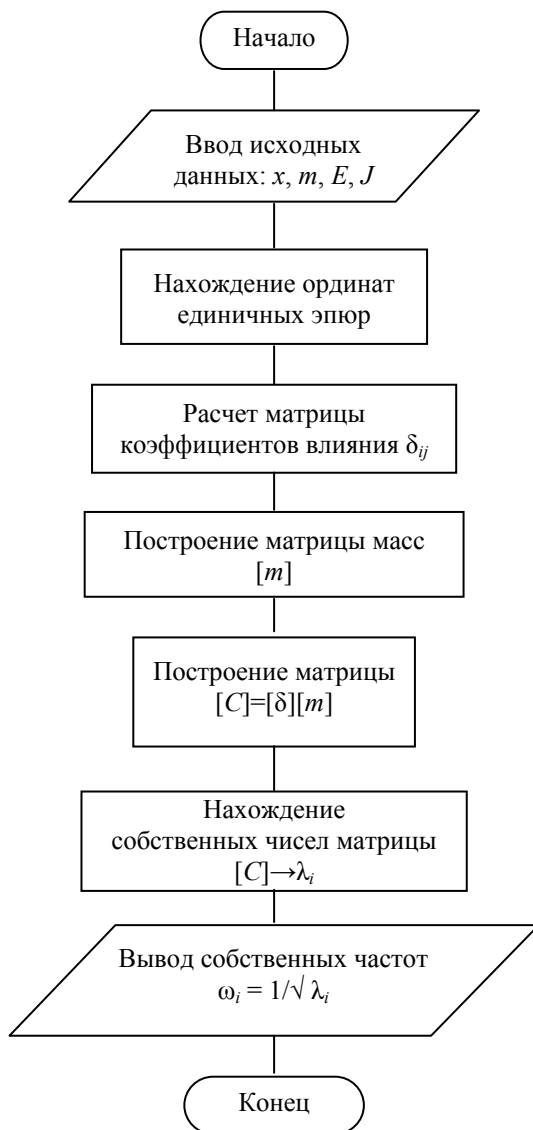


Рис. 3.6. Блок-схема программы для определения частот свободных колебаний при изгибе подбattanного вала бесчелночных ткацких станков типа СТБ

– вся конструкция остова опирается на упругоподатливые опоры, характеристики которых определены по справочным данным для войлока, применяемого в качестве подкладок при монтаже машин;

– такие элементы машины, как навой, товарный валик, скальная система и другие, учтены дополнительными инерционно-массовыми характеристиками, сосредоточенными в местах их прикрепления к рамам или связям.

Следует отметить, что в местах присоединения передней связи к рамам предусмотрена жесткая заделка.

Общая динамическая модель остова ткацкой машины приведена на рис. 3.7.

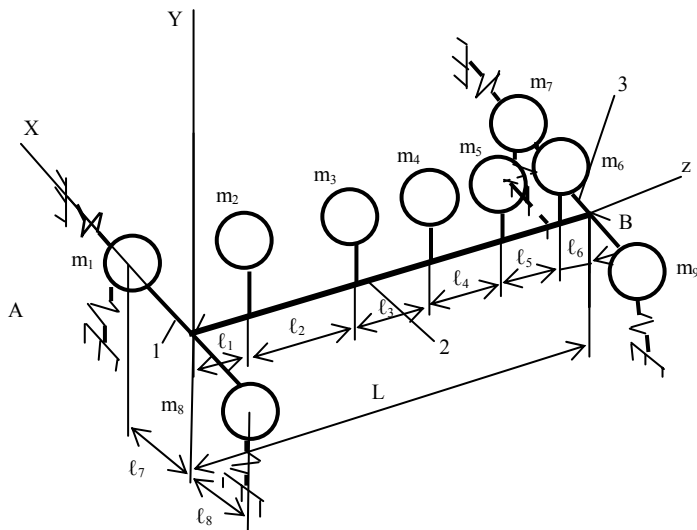


Рис. 3.7. Динамическая модель остова ткацкой машины для определения характеристик колебательного процесса

Динамическая модель остова машины для определения частот изгибных свободных колебаний в горизонтальной плоскости может быть упрощена (см. схему, показанную на рис. 3.8).

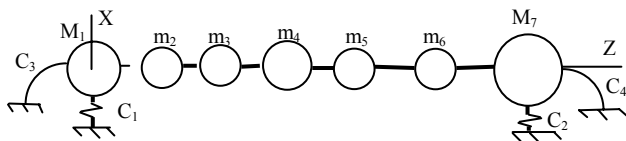
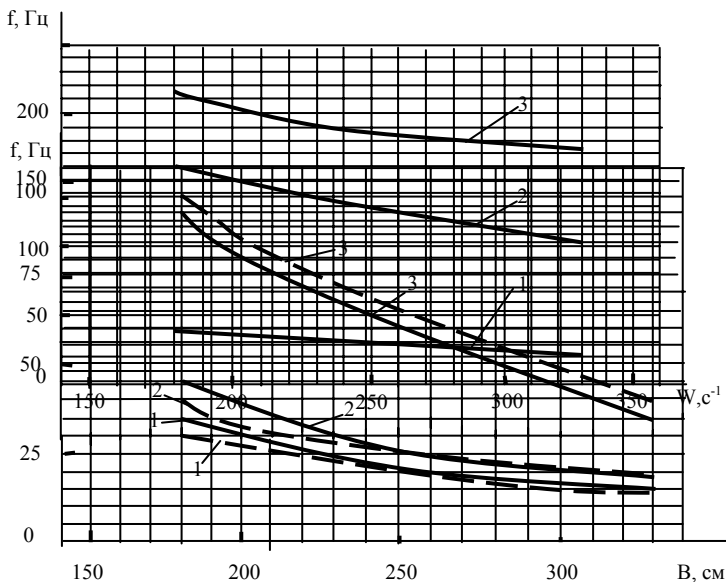


Рис. 3.8. Динамическая модель остова для определения изгибных колебаний

Сосредоточенные массы по концам остова составляют  $M_1 = m_1 + m_8$ ;  $M_7 = m_7 + m_9$ . Для приведения пространственной системы к плоской был использован метод перемещений, позволяющий определять перемещения точек приведения *A* и *B* и рассчитывать жесткости опор.

Общий вид дифференциальных уравнений движения масс имеет вид, полученный ранее (3.10). Остальные зависимости и блок-схема для определения частот свободных колебаний приведены выше в разделе 3.1.

Расчетные значения частот свободных колебаний представлены на рис. 3.9, 3.10.



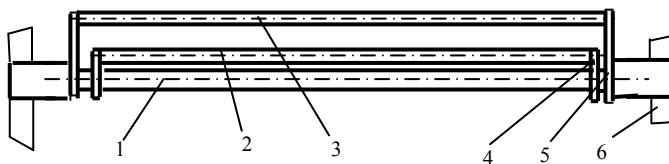
Частоты свободных колебаний при кручении остова определялись в соответствии с ранее приведенным алгоритмом в разделе 3.1, выражением (3.8) и блок-схемой, показанной на рис. 3.2 и 3.1, б.

Рис. 3.9. Графики изменения частот изгибных колебаний остовов ткацких станков СТБ в горизонтальной (сплошная линия) и в вертикальной (штриховая линия) плоскостях в зависимости от заправочной ширины: 1 – график для первой собственной частоты; 2 – график для второй собственной частоты; 3 – график для третьей собственной частоты

Рис. 3.10. Графики изменения собственных частот крутильных колебаний остовов ткацких станков СТБ в зависимости от заправочной ширины: 1 – собственная частота; 2 – вторая собственная частота; 3 – третья собственная частота

### 3.3. Определение частот свободных колебаний систем со ступенчатым изменением жесткости

Конструктивная схема подкальной трубы с расположенным на ней устройством для натяжения основных нитей приведена на рис. 3.11. Устройство предназначено для выработки тканей уплотненной структуры и предполагает разгрузку скальной

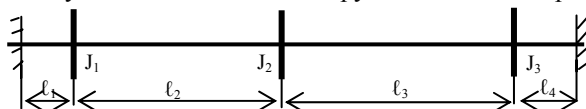


системы и создание дополнительного натяжения основных нитей в зоне прибора. Подробнее смотри инструкцию [36].<sub>a</sub>

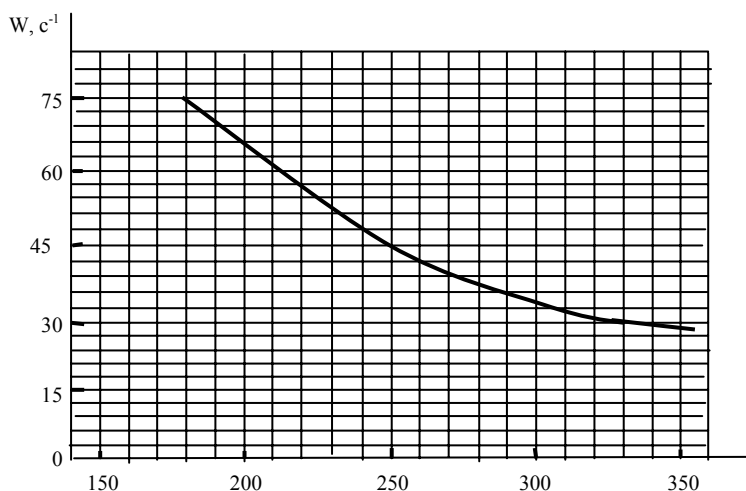
Рис. 3.11. Расчетная модель для определения частот свободных колебаний при кручении подскальной трубы для ткацких станков СТБ

Конструкция включает два вала 2, 3, кронштейны 4, 5, с помощью которых валы закрепляются на подскальной трубе.

Для создания расчетной модели определялись моменты инерции масс и податливости участков подскальной трубы. Момент инерции масс для подскальной



трубы обозначен на схеме –  $J_2$ . Моменты инерции кронштейнов 4, 5 и валов 2 и 3 –  $J_1, J_3$ . Причем моменты инерции  $J_1, J_3$  расположены в средней части между кронштейнами 4 и 5. Податливости на участках составили  $e_1 = e_4 = 0,995 \cdot 10^{-10}$  рад/(Нм);  $e_2 = e_3 = 3,37 \cdot 10^{-10}$  рад/(Нм);  $J_1 = J_3 = 0,0803$  кгм<sup>2</sup>;  $J_2 = 0,0015803$  кгм<sup>2</sup>. Разгружающее устройство для других ткацких станков будет отличаться только длинами соединительных валов и добавочными кронштейнами, расположенными в средней части подскальной трубы для обеспечения дополнительной их жесткости. Частота собственных колебаний определялась в соответствии с ранее представленным алгоритмом (разд. 3.1). Графики изменения частот свободных колебаний в зависимости от конструктивного ряда ткацких станков (ширины



заправки) показаны на рис. 3.12.

Рис. 3.12. График изменения частот свободных колебаний при кручении подскальной трубы бесчелночных ткацких станков СТБ

Расчетная модель подскальной трубы при изгибе представлена на рис. 3.13.

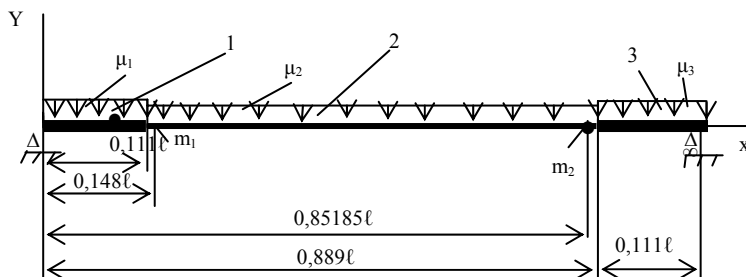


Рис. 3.13. Расчетная модель при изгибе подкальной трубы:  
 $J_1=J_3=3,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$ ;  $J_2=1,7175 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$ ;  $\mu_1=\mu_3=18 \text{ Н/м}$ ;  $\mu_2=16,8 \text{ Н/м}$ ;  $m_1=m_2$

Расчетная модель подкальной трубы составлена на основании конструктивной схемы (рис. 3.11, а). Она представлена двухопорной балкой с переменной жесткостью. На первом участке жесткость ее –  $EJ_1$ , на втором –  $EJ_2$ , на третьем –  $EJ_3$ . Весовые характеристики от разгружающего устройства учтены массами  $m_1$ ,  $m_2$ , от подкальной трубы – равномерной распределенной нагрузкой  $\mu_1$ ,  $\mu_2$ ,  $\mu_3$  соответственно для первого, второго и третьего участков. Общая длина балки обозначена –  $l$ .

Определение частот свободных колебаний балок переменного сечения представляет значительные трудности. Воспользуемся известным методом, который позволяет с достаточной степенью точности найти первую частоту свободных колебаний [5] и заключается в приведении вариационной задачи к задаче на разыскание экстремума функции многих независимых переменных. Такое приведение осуществляется путем отбора из всех возможных допустимых функций, на которых рассматриваются значения функционала, некоторого специального класса функций, зависящих от конечного числа неопределенных параметров для начального момента. Подстановка этих функций в выражение функционала превращает его в функцию этих параметров, экстремум которой может быть найден известными элементарными способами. По Ритцу значения функционала [5] рассматриваются на совокупности линейных выражений ряда

$$\psi(x) = \sum_{i=1}^n a_i \psi_i(x), \quad (3.19)$$

где  $a_i$  – параметры, варьируя которые, можно получить нужный класс допустимых функций;  $\psi_i$  – базисные или координатные функции – специально выбираемые уже известные функции, удовлетворяющие геометрическим краевым условиям рассматриваемой задачи.

Когда ряд (3.19) содержит только одну базисную функцию, уравнение частот имеет вид

$$U_{11} - \omega^2 T_{11} = 0, \quad (3.20)$$



где  $U_{11}$ ,  $\omega^2 T_{11}$  – представляют максимальные значения потенциальной и кинетической энергии для одночленной минимизирующей формы

$$\psi(x) = \psi_1(x). \quad (3.21)$$

Тогда на основании [5] можно записать

$$R = \frac{\int_0^l EJ\psi''^2(x)dx}{\int_0^l \mu\psi^2(x)dx}. \quad (3.22)$$

За базисные формы принимаем собственные формы колебаний однородной балки, свободно опертой по концам:

$$\psi_i(x) = \sin \frac{i\pi x}{l} \quad (i = 1, 2, \dots).$$

За минимизирующую форму – конечный ряд

$$\psi(x) = a_1 \sin \frac{\pi x}{l} + a_2 \sin \frac{2\pi x}{l} + \dots + a_n \sin \frac{n\pi x}{l}. \quad (3.23)$$

Для определения неизвестных коэффициентов воспользуемся принципом равенства на возможных перемещениях приращения энергии упругих деформаций работе внешних сил на этих перемещениях.

$$U = 0,5E \sum_{j=1}^{\infty} J_j \int_{x_j}^{x_{j+1}} (\psi'')^2 dx. \quad (3.24)$$

Проведя интегрирование, получим выражение для прогибов

$$\psi(x) = \frac{l^4}{E\pi^4} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{B_n}{n^4 A_n} \sin \frac{n\pi x}{l}, \quad (3.25)$$

где

$$A_n = \sum_{j=1}^3 J_j \left[ \frac{\pi}{2l} (x_{j+1} - x) - \frac{1}{4} \left( \sin \frac{2\pi x_{j+1}}{l} - \sin \frac{2\pi x_j}{l} \right) \right], \quad (3.26)$$

$$B_n = \sum_{j=1}^3 q_j \left[ \cos \frac{n\pi x_j}{l} - \cos \frac{n\pi x_{j+1}}{l} \right], \quad (3.27)$$

$$a_n = \frac{l^4 B_n}{E\pi^4 n^4 A_n}. \quad (3.28)$$

Ряд хорошо сходится как  $1/n^4$ .

Кинетическая и потенциальная энергии для системы запишутся

$$2T = \sum_{j=1}^3 \mu(x) \int_{x_j}^{x_{j+1}} \left( \frac{l^4 B_n}{E\pi^4 A_n} \sin^2 \frac{\pi x}{l} \right)^2 dx + m_1 \sin^2(0,148\pi) + m_2 \sin^2(0,85185\pi) \quad (3.29)$$

$$2U = \frac{E\pi^4}{l^4} \left[ J_1 \int_{x_1}^{x_2} \frac{B_n^2}{A_n^2} \sin^2 \frac{\pi x}{l} dx + J_2 \int_{x_2}^{x_3} \frac{B_n^2}{A_n^2} \sin^2 \frac{\pi x}{l} dx + J_3 \int_{x_3}^{x_4} \frac{B_n^2}{A_n^2} \sin^2 \frac{\pi x}{l} dx \right]. \quad (3.30)$$

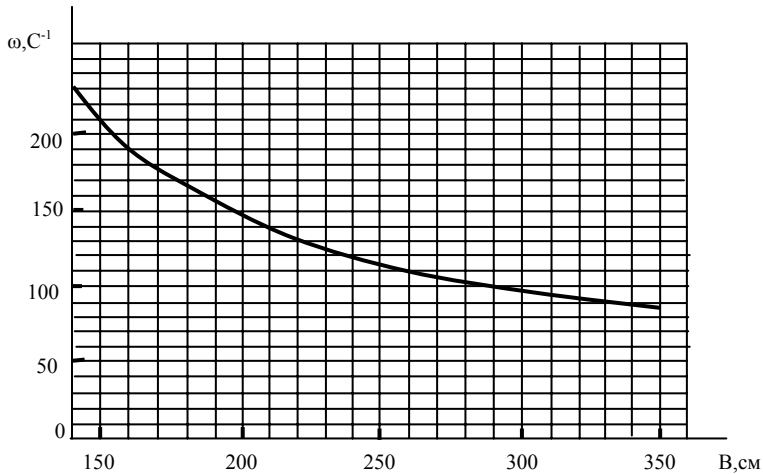
Частота собственных колебаний определится

$$\omega_c = \sqrt{\frac{U_{11}}{T_{11}}}, \quad (3.31)$$

где

$$T_{11} = 2T; \quad U_{11} = 2U.$$

На основании выражения (3.31) произведен расчет частот свободных колебаний подскальной трубы с разгружающим устройством  $\omega_c$ . Зависимость частоты сво-



бодных колебаний от длины подскальной трубы показана на рис. 3.14.

Рис. 3.14. График изменения частоты свободных колебаний при изгибе подскальной трубы в зависимости от ширины заправки ткацкого станка

На основе рассуждений, представленных выше, определим частоту свободных колебаний для скальной системы, включающей подвижное и неподвижное скала. Основное назначение скальной системы реагировать на натяжение нитей основы и подавать сигнал на своевременный отпуск нитей основы в зону формирования ткани. Подробнее о конструктивном исполнении и назначении скальной системы можно ознакомиться в инструкции [36].

В связи с тем, что конструкция обоих скал идентичная, за расчетную модель их принимается балка со ступенчатым изменением жесткости, опирающаяся по концам на неподвижные опоры (см. схему на рис. 3.15).

Выражения кинетической и потенциальной энергий для приведенной модели запишутся

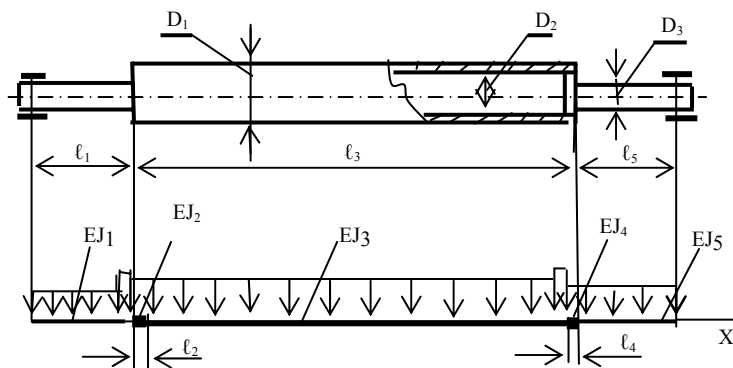
$$\begin{aligned}
 2U = & \frac{L^4}{E\pi^4} \sum_{j=1}^5 J_j \int_{x_j}^{x_{j+1}} \left( \frac{B_n}{A_n} \sin \frac{\pi x}{L} \right)^{n2} dx = \frac{L^4}{E\pi^4} \left[ J_1 \int_{x_1}^{x_2} \frac{B_n^2}{A_n^2} \sin^2 \frac{\pi x}{L} dx \right] + \\
 & + \frac{L^4}{E\pi^4} \left[ J_2 \int_{x_2}^{x_3} \frac{B_n^2}{A_n^2} \sin^2 \frac{\pi x}{L} dx \right] + \frac{L^4}{E\pi^4} \left[ J_3 \int_{x_3}^{x_4} \frac{B_n^2}{A_n^2} \sin^2 \frac{\pi x}{L} dx \right] + \\
 & + \frac{L^4}{E\pi^4} \left[ J_4 \int_{x_4}^{x_5} \frac{B_n^2}{A_n^2} \sin^2 \frac{\pi x}{L} dx \right] + \frac{L^4}{E\pi^4} \left[ J_5 \int_{x_5}^{x_6} \frac{B_n^2}{A_n^2} \sin^2 \frac{\pi x}{L} dx \right], \quad (3.32)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 2T = & \frac{L^8}{E^2 \pi^8} \left[ \mu_1 \int_{x_1}^{x_2} \frac{B_n^2}{A_n^2} \sin^2 \frac{\pi x}{L} dx + \mu_2 \int_{x_2}^{x_3} \frac{B_n^2}{A_n^2} \sin^2 \frac{\pi x}{L} dx + \right. \\
 & \left. + \mu_3 \int_{x_3}^{x_4} \frac{B_n^2}{A_n^2} \sin^2 \frac{\pi x}{L} dx + \mu_4 \int_{x_4}^{x_5} \frac{B_n^2}{A_n^2} \sin^2 \frac{\pi x}{L} dx \right] + \\
 & + \frac{L^8}{E^2 \pi^8} \left[ \mu_5 \int_{x_5}^{x_6} \frac{B_n^2}{A_n^2} \sin^2 \frac{\pi x}{L} dx \right].
 \end{aligned} \tag{3.33}$$

Рис. 3.15. Расчетная модель скала для определения частот свободных колебаний

Коэффициенты  $A_n$ ,  $B_n$  определяются на основании записанных ранее общих выражений (3.26), (3.27) с включением пяти участков приведенной модели.

В расчетах приняты следующие размеры скала для станка с заправочной шириной 180 см.:  $L = 2618$  мм,  $D_1 = 129$  мм,  $D_2 = 115$  мм,  $D_3 = 50$  мм,  $l_3 = 1920$  мм. Диаметры скала и длины цапф остаются постоянными и не зависят от модификации ткацкой машины. Остальные характеристики являются переменными и зависят от ширины заправки. График изменения частот свободных



колебаний скала в зависимости от ширины заправки приведен на рис. 3.16 и обозначен цифрой 2. Расчеты частот свободных колебаний производились только для подвижного скала в связи с тем, что неподвижное скало не имеет конструктивных отличий.

### 3.4. Исследования частот свободных колебаний систем на основе однородной задачи

Простейшими системами с бесконечным числом степеней свободы являются прямые стержни, совершающие малые продольные, крутильные или поперечные

колебания около положения устойчивого равновесия. Обычно предполагается, что центры тяжести поперечных сечений такой системы в равновесном состоянии лежат на одной линии – оси системы и что погонная масса системы, жесткость или податливость являются непрерывными или кусочно-непрерывными функциями одной координаты. Предполагается также, что поперечные сечения стержня при всех рассматриваемых далее деформациях остаются плоскими и что смещения точек оси или соответствующих этим точкам поперечных сечений стержня от действия на стержень внешней нагрузки при колебаниях однозначно определяются значениями одной функции  $y(x, t)$  двух переменных – координаты  $x$  и времени  $t$  [5].

Для определения частоты свободных колебаний для валов разгружающего устройства (см. поз. 1, 3 рис. 3.11) представим их расчетными моделями как балки на двух опорах.

Простейшим периодическим решением уравнения свободных колебаний стержня является так называемое главное колебание, в котором  $y(x, t)$  изменяется с течением времени по гармоническому закону. Подробнее с этим методом решения можно ознакомиться в книге [5].

Уравнение собственных форм однородной задачи имеет вид

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + c^2 \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = 0, \quad (3.34)$$

$$\varphi^4(x) - k^4 \varphi(x) = 0, \quad (3.35)$$

где

$$k^4 = \frac{\mu p^2}{EJ}. \quad (3.36)$$

Уравнение (3.34) имеет следующие четыре независимых частных решения

$$\cos kx, \sin kx, \operatorname{ch} kx, \operatorname{sh} kx,$$

а его общий интеграл

$$\varphi(x) = A \cos kx + B \sin kx + C \operatorname{ch} kx + D \operatorname{sh} kx. \quad (3.37)$$

Он содержит четыре произвольные постоянные  $A, B, C, D$ , которые должны быть подобраны так, чтобы для функции  $\varphi(x)$  выполнялись краевые условия. Для рассматриваемого случая они будут иметь следующий вид:

$$\begin{cases} \varphi(0) = 0; \varphi''(0) = 0; \\ \varphi(l) = 0; \varphi''(l) = 0. \end{cases} \quad (3.38)$$

Тогда получим получим для определения постоянных следующие четыре уравнения:

$$A + C = 0; -A + C = 0; B \sin kl + D \operatorname{sh} kl = 0; -B \sin kl + D \operatorname{sh} kl = 0,$$

откуда

$$A = C = D = 0$$

и

$$B \sin kl = 0.$$

Так как  $B$  для нетривиального решения нулю равняться не может, то

$$\sin kl = 0. \quad (3.39)$$

Это уравнение и является для рассматриваемого случая уравнением частот.

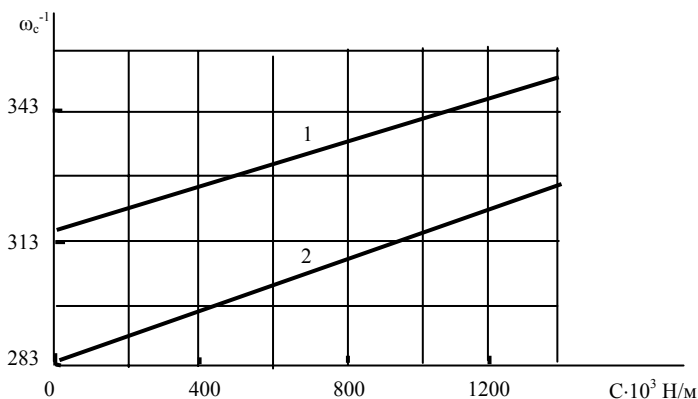
Частота собственных колебаний определится

$$\omega_c = \frac{i^2 \pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{\mu}}; (i = 1, 2, \dots, n). \quad (3.40)$$

В соответствии с выражением (3.40) произведены расчеты собственных частот валов для разгружающего устройства для станка с заправочной шириной 180 см, которые составили:  $\omega_{c1} = 285, \text{ с}^{-1}$ ;  $\omega_{c2} = 1133, \text{ с}^{-1}$ .

В реальных условиях валы разгружающего устройства всегда находятся под нагрузкой от натяжения нитей основы, которые имеют свои жесткостные характеристики, поэтому в работе приведен график, учитывающий поправку на их жесткость (рис. 3.16) – кривая 2, для подвижного скала – кривая 1.

Рис. 3.16. Графики изменения частот свободных колебаний,



учитывающие жесткости устройства и нитей основы:  
1 – график для подвижного скала; 2 – график для валов  
разгружающего устройства

**ИССЛЕДОВАНИЕ  
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СООТНОШЕНИЙ  
ПРИ ДЕФОРМАЦИЯХ**

Исследования энергетических затрат как для отдельного механизма, так и для машины в целом представляют значительный интерес:

- для изучения неравномерности вращения главного вала;
- для определения полезной и затраченной энергии на отдельных операциях при осуществлении некоторого вида работ;
- для определения коэффициента полезного действия и др.

Для различных типов технологических машин значительная часть развиваемой механизмами энергии идет на деформацию составляющих его элементов, например, в текстильных машинах, металлорежущем оборудовании, полиграфических машинах и др. Как известно, повышение жесткости деталей, составляющих механизмы, увеличивает инерционно-массовые характеристики и как следствие снижает производительность оборудования, а понижение жесткости приводит к значительным деформациям составляющих элементов механизмов машин. В последнем случае могут создаться условия, когда осуществление технологической операции станет невозможным. Поэтому выбор оптимальных затрат энергии на деформацию и полезную работу – задача актуальная и перспективная.

**Исследование энергии деформации элементов,  
имеющих контакт с обрабатываемым продуктом**

Рассмотрим на конкретном примере определение энергии деформации элементов, составляющих бесчелночные ткацкие машины, которые имеют непосредственный контакт с нитями основы и тканью. Станки СТБ относятся к универсальному оборудованию, предназначенному для выработки тканей широкого ассортимента. Легкие и средние по плотности ткани вырабатываются без особых затруднений. Плотные и технические ткани, например джинсовые, палаточные и другие, вырабатываются на них с большим трудом из-за значительных деформаций элементов, нитей основы и ткани.

При выработке тканей уплотненной структуры и технического назначения возникают большие усилия в зоне формирования, которые могут достигать от 6000 до 10000 Н. Они приводят к значительным деформациям элементов, с которыми контактируют нити основы и ткань, что может привести к такому состоянию, что нельзя будет получить продукт в соответствии с техническими требованиями. К основным элементам, испытывающим деформации, можно отнести остов, скальную систему, систему батана, опоры для ткани и др.

Для определения энергии деформации скального устройства рассмотрим расчетную модель, приведенную на рис. 3.15.

В соответствии с работой [14] можно записать общее выражение для определения энергии деформации произвольной системы

$$V = \sum_{i=1}^n V_i . \quad (4.1)$$

Для ступенчатых валов наиболее удобной формой записи можно считать

$$V_i = \frac{1}{2} E \sum_{k=1}^5 J_k \int_{x_k}^{x_{k+1}} (W'')^2 dx, \quad (4.2)$$

где  $E$  – модуль упругости первого рода;  $J_k$  – момент инерции сечения вала;  $W$  – прогиб.

Энергия деформации определялась в соответствии с выражением

$$V_i = \frac{L^5}{2\pi^5 E} \sum_{j=1}^5 J_j \frac{B_n^2}{A_n^2} \left[ \frac{\pi}{2L} (x_{j+1} - x_j) - \frac{1}{4} \left( \sin \frac{2\pi x_{j+1}}{L} - \sin \frac{2\pi x_j}{L} \right) \right]. \quad (4.3)$$

Обозначения, входящие в формулу (4.3), приводились ранее (см. раздел 3.3). Расчеты выполнялись на ЭВМ. Результаты расчетов представлены графиками на рис. 4.1.

Необходимо отметить, что расчеты проводились для подвижного скала. Для некоторых типов ткацких машин в комплектации может быть предусмотрено два скала. Если станок укомплектован еще и неподвижным скалом, то на основе идентичности конструкции вполне можно воспользоваться расчетными значениями, полученными для подвижного скала.



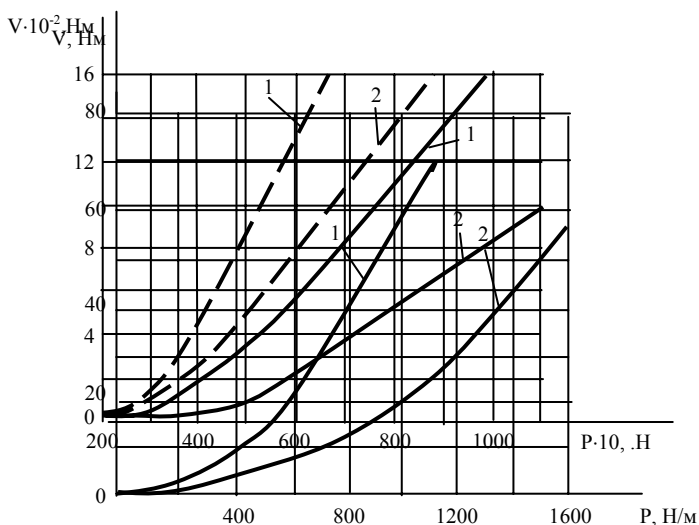


Рис. 4.1. Графики изменения энергии деформации скала в зависимости от технологического усилия: 1 – эксплуатация станков при диаметре навивки нитей 200 мм; 2 – эксплуатация станков при диаметре навивки нитей 800 мм

Энергия деформации для системы багана определялась как сумма энергий от деформаций берда, бруса, лопастей и подбаганного вала. В качестве расчетной модели для подбаганного вала можно воспользоваться моделью, приведенной на рис. 3.4. В связи с тем, что между коробками промежуточные валы соединены муфтами, которые можно рассматривать как шарниры, разобьем подбаганный вал на несколько балок. Вал, находящийся в коробке, представлен балкой на двух опорах с консолью, а соединительный вал между коробками – как балка на двух опорах.

В обоих случаях можно воспользоваться общим выражением

$$V = \sum_{i=0}^n \int_{l_i}^{l_n} \frac{M^2(x)}{2EJ} dx, \quad (4.4)$$

где  $M(x)$  – момент, действующий в сечении вала;  $EJ$  – жесткость;  $l_i, l_n$  – длины участков.

Результаты расчетов энергии деформации подбаганного вала приведены на графике рис. 4.2.

Рис. 4.2. Графики изменения энергии деформации: 1 – для серийных станков; 2 – для модернизированных

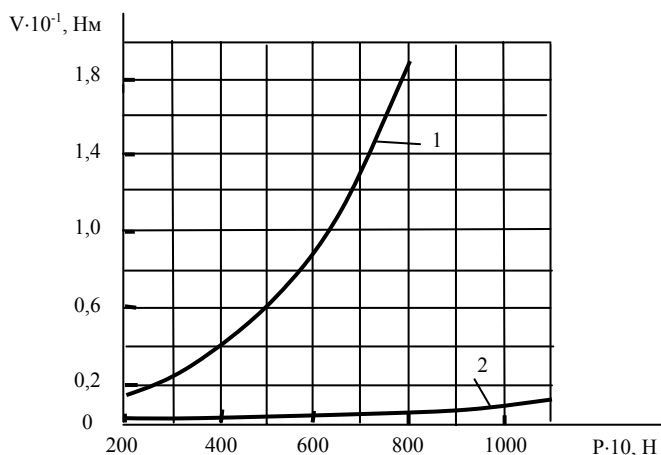
Опора для ткани бесчелночных станков представляет собой стержень профильного сечения, который имеет две опоры по концам. Она прикрепляется к передней связи ткацкого станка. Сечения могут иметь Г-образную форму или прямоугольную.

Представим расчетную модель опоры для ткани как балку на двух опорах с равномерной нагрузкой по ее длине.

Для рассматриваемого случая справедливы все рассуждения, которые были приведены выше, поэтому нет необходимости в выводе формул для определения энергии деформации (рис. 4.3).

Большая энергия затрачивается при работе станка на деформацию рам остова.

С конструкцией остова ткацкой машины можно ознакомиться в описании [36], в настоящей работе она схематично показана на рис. 1.11. Общая энергия деформации рам будет включать энергии от изгиба, продольных деформаций и кручения. В плоскости  $XOY$  учитываем  $N$  и  $M_z$ , в плоскости  $XOZ$  –  $N$  и  $M_y$ .



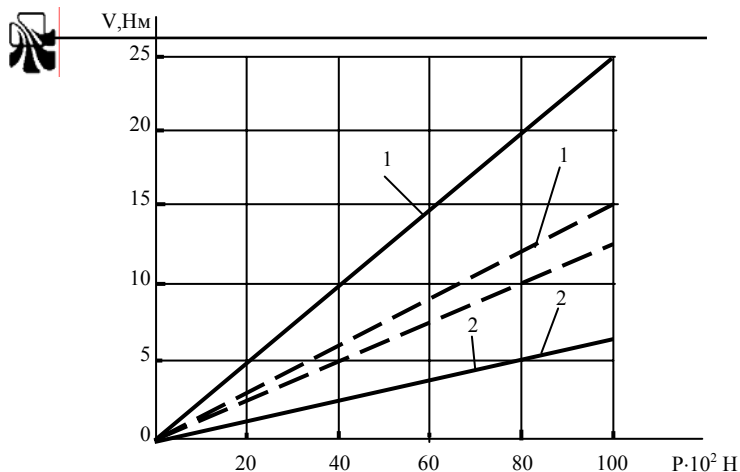
Общая энергия деформации рам остова определится

$$V_1 = \sum_{i=1}^n \int_0^l \frac{M_z^2}{2EJ} dx + \sum_{i=1}^n \int_0^l \frac{N^2}{2EA} dx + \sum_{i=1}^n \int_0^l \frac{M_k^2}{2GJ_p} dx, \quad (4.5)$$

$$V_2 = \sum_{i=1}^n \int_0^l \frac{M_y^2}{2EJ} dx + \sum_{i=1}^n \int_0^l \frac{N^2}{2EA} dx + \sum_{i=1}^n \int_0^l \frac{M_k^2}{GJ_p} dx, \quad (4.6)$$

где  $V_1, V_2$  – энергии при деформациях в диаметрально противоположных плоскостях;  $M_k$  – крутящий момент;  $EJ$  – жесткость при изгибе;  $EA$  – жесткость при растяжении или сжатии;  $GJ_p$  – крутильная жесткость. Значения энергии деформации составили: для левой рамы  $V_1 = 469,6$  Нм;  $V_2 = 158,1$  Нм; для правой рамы  $V_1 = 1822,3$  Нм;  $V_2 = 246,2$  Нм.

Рис. 4.3. Графики изменения энергии деформации опоры для ткани:  
1 – для станков серийного производства; 2 – для модернизированной конструкции



Энергия деформации для передней связи станков с заправочной шириной по берду 180 см составляет 0,6...15 Нм соответственно при нагрузках 2000...10000 Н. Для станков с заправочными ширинами, превосходящими 180 см, энергия деформации укладывается в указанные пределы (см. рис. 4.4).

Для бруса батана с шириной заправки по берду 180 см энергия деформации находится в пределах 3...25 Нм при усилиях 2000...10000 Н (рис. 4.4).

*Рис. 4.4.* Графики изменения энергии деформации бруса батана и связи с шириной заправки по берду 180 см в зависимости от технологической нагрузки: 1 – для серийных станков; 2 – для модернизированных. Сплошной линией обозначен график изменения энергии для бруса; штриховой – для связи

Под модернизацией авторы понимают конкретные предложения их, направленные на увеличение жесткости.

Для станков с заправочной шириной более чем 180 см значения энергии при деформациях укладываются в обозначенные на рисунке пределы.

## ГЛАВА 5

### **ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ МЕХАНИЗМОВ И НЕСУЩИХ СИСТЕМ**

Исследования вынужденных колебаний представляют интерес по нескольким причинам: во-первых, частотный спектр свободных колебаний исчисляется от 15 Гц и до нескольких десятков, в этом случае поведение систем будет зависеть во многом от отношения частот свободных и вынужденных колебаний; во-вторых, вынужден-

ные силы и моменты сил, имея произвольный характер, несут в себе бесконечное количество составляющих ряда с линейчатым спектром частот, и исследования поведения от каждой из составляющих ряда имеет актуальное значение; в-третьих, необходимо проанализировать кратность частотного спектра по отношению к оборотам главного вала, как основного тона вынужденных колебаний.

### 5.1. Исследование амплитуд вынужденных колебаний несущих систем

Определение амплитуд вынужденных колебаний при изгибе и кручении основано на решении системы дифференциальных уравнений, которые в матричном виде будут

$$M\ddot{\bar{Z}} + B\dot{\bar{Z}} + R\bar{Z} = \bar{P}, \quad (5.1)$$

где  $M$  – матрица инерционных коэффициентов;  $B$  – матрица коэффициентов демпфирования;  $\bar{Z}$  – вектор перемещений;  $R$  – матрица единичных реакций, обратная матрице единичных податливостей;  $\bar{P}$  – вектор динамической нагрузки, возбуждающей колебания.

Для решения системы (5.1) применен метод разложения колебаний по главным формам [5], в соответствии с которым вектор перемещений  $Z$  может быть представлен в виде

$$\bar{Z} = V\bar{q}, \quad (5.2)$$

где  $V$  – матрица собственных форм колебаний, в котором по столбцам располагаются их векторы, соответствующие главным формам (т.е. собственным частотам, расположенным в порядке возрастания);  $q$  – векторы обобщенных перемещений.

С учетом (5.2) система (5.1) переписывается

$$MV\ddot{\bar{q}} + BV\dot{\bar{q}} + RV\bar{q} = \bar{P}. \quad (5.3)$$

Умножим (5.3) на  $V^T$ :

$$M_q\ddot{q}_k + (\beta_1 M_k \omega_k^2 + \beta_2 M_k)\dot{q}_k + M_k \omega_k^2 q_k = Q_k, \quad (5.4)$$

где

$$[M_q] = V^T M V = \begin{bmatrix} M_1 & & & & & \\ & M_2 & & & & \\ & & \ddots & & & \\ & & & M_k & & \\ & & & & \ddots & \\ & & & & & M_n \end{bmatrix}, \quad (5.5)$$

$$[R_q] = V^T R V = M_q \omega^2 = \begin{bmatrix} M_1 \omega_1^2 & & & & & \\ & M_2 \omega_2^2 & & & & \\ & & \ddots & & & \\ & & & M_k \omega_k^2 & & \\ & & & & \ddots & \\ & & & & & M_n \end{bmatrix}, \quad (5.6)$$

$$\bar{Q} = V^T \bar{P} = [\bar{Q}_1 \dots \bar{Q}_k \dots \bar{Q}_n]^T, \quad (5.7)$$

$$\bar{Q}_k = V_k^T \bar{P} = \sum_{i=1}^n V_{ik} P_i. \quad (5.8)$$

В формуле (5.8)  $Q_k$  – вектор обобщенных сил, соответствующих  $k$ -й форме колебаний.

Поделив на  $M_k$  и обозначив  $\beta_{1k} \omega_k^2 + \beta_2 = 2n_k$ , получим

$$\ddot{q} + 2n_k \dot{q}_k \pm \omega_k^2 q_k = \frac{Q_k(t)}{M_k}. \quad (5.9)$$

Следует отметить, что колебания в ткацком станке имеют полигармонический характер, поэтому можно применять метод разложений функций в ряды Фурье.

При гармонических колебаниях или близких к ним с достаточной степенью точности можно принять

$$2n_k = (\gamma_k \omega_k^2) / \theta, \quad (5.10)$$

где  $\gamma_k$  ( $k=1\dots n$ ) – коэффициенты неупругого сопротивления.

Уравнение (5.9) имеет стандартный вид, поэтому запишем выражение для определения амплитуд вынужденных колебаний

$$A_k = \frac{Q_{ok}}{M_k \omega_k^2 \sqrt{\chi_k^2 + \gamma_k^2}}, \quad (5.11)$$

где

$$\bar{Q}_k = \sum_{i=1}^n P_i V_{ik} = Q_{ok} \sin \theta t, \quad P_i = P_{oi} \sin \theta t.$$

Начальная фаза колебаний и  $\chi_k$  вычисляется в соответствии с выражениями

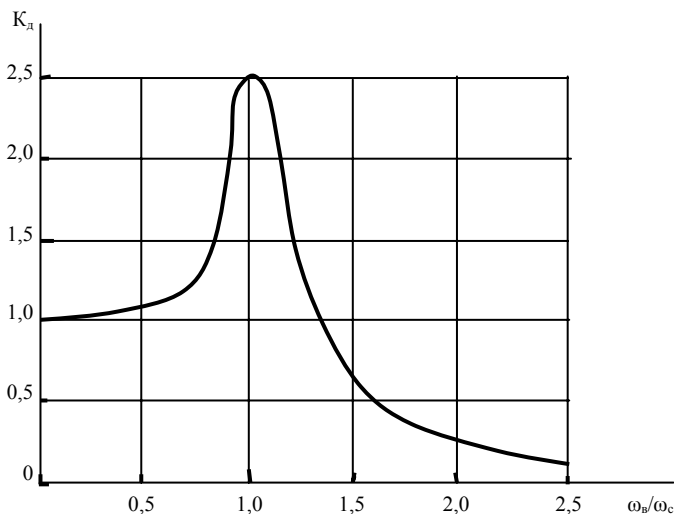
$$\operatorname{tg} \varphi_{ok} = -\frac{\gamma_k}{\chi_k}, \quad (5.12)$$

$$\chi_k = 1 - \left( \frac{\theta}{\omega_k} \right)^2. \quad (5.13)$$

Суммарные амплитуды вынужденных колебаний при полигармоническом возбуждении определяются как суммы амплитуд, соответствующих теоретически бесконечному ряду гармоник. Практически исследователь сам задает порядок гармоник, исследования которых представляет практический интерес.

В соответствии с выражением (5.11) были рассчитаны амплитуды вынужденных колебаний для режимов, включающих частотный диапазон от 200 до 500 об/мин при амплитудных значениях вынуждающих сил, полученных разложением технологического усилия в ряд Фурье. Диссипативные характеристики определялись на основе экспериментальных данных осциллограмм. В результате проведенных расчетов построен график коэффициента динамичности (рис. 5.1), где по оси ординат показано значение коэффициента, а по оси абсцисс – отношение частот вынужденных и свободных колебаний остова (несущей системы) ткацкой машины (станка).

Рис. 5.1. График изменения коэффициента динамичности при колебаниях остовов



## 5.2. Вынужденные колебания механизмов, имеющих в приводе кулачки

Вынужденные колебания рассмотрим на примере механизма, выполняющего основную технологическую операцию по формированию ткани на бесчелночных ткацких станках. К такому механизму относится механизм прибора уточных нитей. В разд. 2.1 отмечалось, что основным элементом системы батана является подбатанный вал, а брус батана, лопасти и бердо можно рассматривать как сосредоточенные параметры, которые располагаются в определенных точках или сечениях вала. За такие сечения в рассматриваемом случае принимаются места расположения лопастей.

Жесткости участков подбатанного вала определялись в соответствии с выражением

$$C_i = GJ_p / l_i, \quad (5.14)$$

где  $C_i$  – квазиупругие коэффициенты участков вала;  $G$  – модуль упругости второго рода;  $J_p$  – полярный момент инерции сечения вала;  $l_i$  – длины участков вала между массами (рис. 5.2).

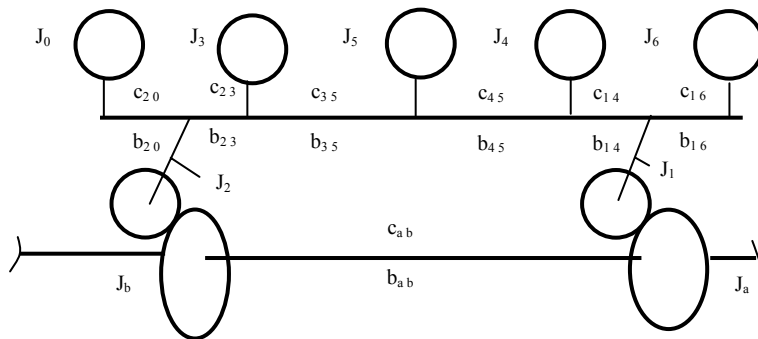


Рис. 5.2. Динамическая модель механизма прибора уточных нитей

На схеме на рис. 5.2 обозначено:  $J_1, J_2$  – моменты инерции масс от проушин вала, роликов и осей;  $J_0, J_3, J_4, J_5, J_6$  – моменты инерции масс от бруса батана, лопастей, берда, подбатанного вала;  $J_a, J_b$  – приведенные моменты инерции в места расположения кулачков от ведомых масс, расположенных на главном валу ( в частном случае они могут быть представлены моментами инерции кулачков, которые являются ведущими по отношению к системе батана);  $C_{ab}, C_{20}, C_{23}, C_{35}, C_{45}, C_{14}, C_{16}$  – жесткости промежуточных участков между сосредоточенными массами;  $b_{ab}, b_{20}, b_{23}, b_{35}, b_{45}, b_{14}, b_{16}$  – диссипативные характеристики.

Для определения поведения системы запишем уравнения движения масс в дифференциальной форме. В предложенной постановке задача может сводиться к нахо-

ждению действительного закона движения масс и определению моментов, действующих на подбатанный вал.

$$\begin{cases} J_6 \ddot{\varphi}_6 = c_{16}(\varphi_1 - \varphi_6) + b_{16}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_6) - M(\varphi_6); \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 = -c_{45}(\varphi_4 - \varphi_5) + c_{41}(\varphi_4 - \varphi_1) - b_{45}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) + b_{41}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_1) - M(\varphi_4); \\ J_5 \ddot{\varphi}_5 = c_{45}(\varphi_5 - \varphi_4) - c_{53}(\varphi_5 - \varphi_3) + b_{45}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_4) - b_{53}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_4) - M(\varphi_5); \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 = c_{35}(\varphi_3 - \varphi_5) - c_{23}(\varphi_3 - \varphi_2) - b_{23}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) + b_{35}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_3) - M(\varphi_3); \\ J_0 \ddot{\varphi}_0 = c_{20}(\varphi_0 - \varphi_2) + b_{20}(\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_2) - M(\varphi_0). \end{cases} \quad (5.15)$$

В правые части уравнений системы входят моменты от технологического усилия, сил упругости и сил внутреннего сопротивления

$$\begin{cases} M_4 = c_{42}(\varphi_2 - \varphi_4) - c_{45}(\varphi_5 - \varphi_4) + b_{42}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_4) - b_{45}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_4) - M(\varphi_4); \\ M_3 = c_{32}(\varphi_2 - \varphi_3) + b_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - M(\varphi_3); \\ M_5 = c_{45}(\varphi_5 - \varphi_4) - c_{56}(\varphi_6 - \varphi_5) + b_{45}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_4) - b_{56}(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_5) - M(\varphi_5); \\ M_6 = c_{56}(\varphi_6 - \varphi_5) - c_{61}(\varphi_1 - \varphi_6) + b_{56}(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_5) - b_{61}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_6) - M(\varphi_6); \\ M_7 = c_{71}(\varphi_1 - \varphi_7) + b_{71}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_7) - M(\varphi_7); \\ M_d = c_{ab}(\varphi_a - \varphi_b) + b_{ab}(\dot{\varphi}_a - \dot{\varphi}_b) - M_p. \end{cases} \quad (5.16)$$

Момент от реакции, действующей со стороны ведомого звена ( $M_p$ ), определится из условия равенства мощностей

$$\begin{aligned} M_p \dot{\varphi}_B &= [c_{12}(\varphi_2 - \varphi_1) + b_{12}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + c_{32}(\varphi_2 - \varphi_3) + b_{32}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + \\ &+ J_2 P''(\varphi_B)(\dot{\varphi}_B^2)] P'(\varphi_B) \dot{\varphi}_B. \end{aligned} \quad (5.17)$$

Для решения системы (5.16) использован закон, приведенный в технической документации завода-изготовителя.

Система уравнений (5.16) решалась на ЭВМ методом Рунге–Кутты. Технологическое усилие учитывалось введением моментов, действующих на массы  $J_3, J_4, J_5, J_6, J_7$ . Расчеты проводились при различных режимах нагружения с изменением технологической нагрузки и частоты вращения главного вала станка (рис. 5.3).



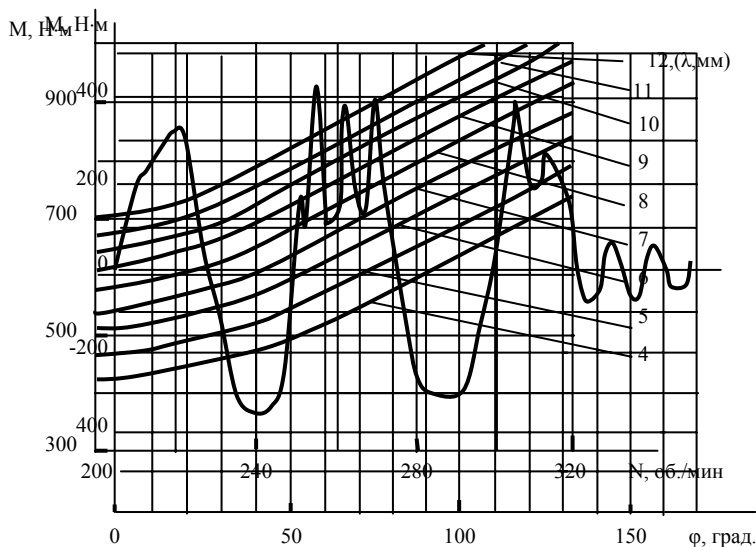


Рис. 5.3. Графики изменения величины моментов, действующих на подбатанный вал в зависимости от величины технологической нагрузки и частоты вращения главного вала:  $\lambda$  – величина приборной полоски

Для анализа поведения механизма в случае, когда ведомое звено выстаивает, следует общую модель разделить на две независимые, одна из которых будет представлять систему батана с моментами инерции  $J_3, J_4, J_5, J_6, J_7$ , а другая с моментами инерции, расположенными на главном валу  $J_a$  и  $J_b$ . Жесткости промежуточных участков между массами останутся такими же, как для общей динамической модели (рис. 5.2). В этом случае поведение механизма будет определяться колебаниями на собственной частоте, если они протекают в пределах зазоров в паре кулачок – ролик. Если конструкция выполнена с предварительным натягом или с монтажными нагрузками, то следует воспользоваться данными, приведенными в главе 3. В любом случае при рассмотрении свободных колебаний надо обращать внимание на характер изменения сил, вызывающих как крутильные, так и изгибные колебания. О наличии колебательного процесса ведомых масс можно судить по результатам расчетов, приведенных в виде графика на рис. 5.4.

Рис. 5.4. Колебания подбатанного вала, эквивалентного системе батана, бесконечного ткацкого станка при выработке плотных тканей

В соответствии с работой механизма период вынужденных колебаний должен составлять  $140^\circ$  по цикловой диаграмме ткацкого станка. При повороте станка на угол  $140^\circ$  происходит пролет челноков, которые прокладывают уточную нить по ширине заправки. В этот период направляющий канал для них должен быть неподвижным или его колебания должны укладываться в допустимые величины. Обычно конструктором назначается зазор между наружной поверхностью прокладчика и каналом в пределах 0,3 мм. Реально эти значения зависят от многих факторов, к ос-



Запишем дифференциальное уравнение движения вынужденных колебаний кулачкового механизма в предположении, что в момент соударения можно применять понятие о линейной постановке вопроса:

$$\ddot{q} + 2n\dot{q} + \omega_c^2 q = \frac{1}{a} Q_F(t), \quad (5.18)$$

где  $q, \dot{q}, \ddot{q}$  – обобщенные координаты перемещений скоростей и ускорений;  $n$  – коэффициент диссипации;  $\omega_c$  – частота свободных колебаний;  $Q_F(t)$  – обобщенная сила.

Общее решение уравнения (5.18) известно. Для координаты  $q$  при наличии  $S$  импульсов уравнение вынужденных колебаний будет иметь вид

$$q = \frac{S(1 - e^{-snT})}{a\omega(1 - e^{-nT})} e^{-nt} \sin \omega t. \quad (5.19)$$

В рассматриваемом случае число импульсов  $S = 1$ , в связи с этим угол закручивания и скорость определяются

$$\varphi = \frac{1}{J_{\text{пр}}\omega_c} S_0 R \sin(90^\circ - \theta) \sin \omega_c t, \quad (5.20)$$

$$\dot{\varphi} = \frac{1}{J_{\text{пр}}} R \sin(90^\circ - \theta) S_0 \cos \omega_c t. \quad (5.21)$$

Так как в начале первого импульса  $V_0=0$ ,

$$S_0 = \frac{m_{\text{пр}} m_{\text{пр1}}}{m_{\text{пр}} + m_{\text{пр1}}} V. \quad (5.22)$$

За основную характеристику, определяющую прочность кулачковых механизмов, принимаются контактные напряжения. Они, в свою очередь, зависят от усилий в паре кулачок – ролик, которые определяются

$$F = \frac{1,55 J_{\text{пр}} J_{\text{пр1}} \omega_{\text{кул}} \left[ r \sin \delta \left( \arctg \frac{r \sin \delta}{\rho \mp r \sin \delta} \right) \right]}{\tau \left\{ J_{\text{пр}} R^2 + J_{\text{пр1}} \left[ r \sin \delta \left( \arctg \frac{r \sin \delta}{\rho \mp r \sin \delta} \right) \right]^2 \right\}}. \quad (5.23)$$

На основании книги [37] можно записать

$$\rho = \sqrt{\rho_T^2 + r^2 \pm 2pr \cos \delta},$$

$$\Delta\alpha = \arctg [r \sin \delta / (\rho \mp r \sin \delta)],$$

$$\delta \approx \arctg \left[ \left( \frac{1}{\rho} \right) \left( \frac{\Delta\rho}{\Delta\alpha} \right) \right].$$

Таким образом, имея систему уравнений (5.16), (5.17) и (5.23), можно определить усилия, которые будут действовать в паре кулачок – ролик в начальный момент и во всем периоде движения механизма. График изменения усилия приведен на рис. 5.6.

Для переходных моментов при смене знака ускорений можно воспользоваться приведенной выше методикой, но в этом случае в расчет необходимо будет вводить скорости движения ведущего звена и ведомой массы, а также учитывать последствие в системе.

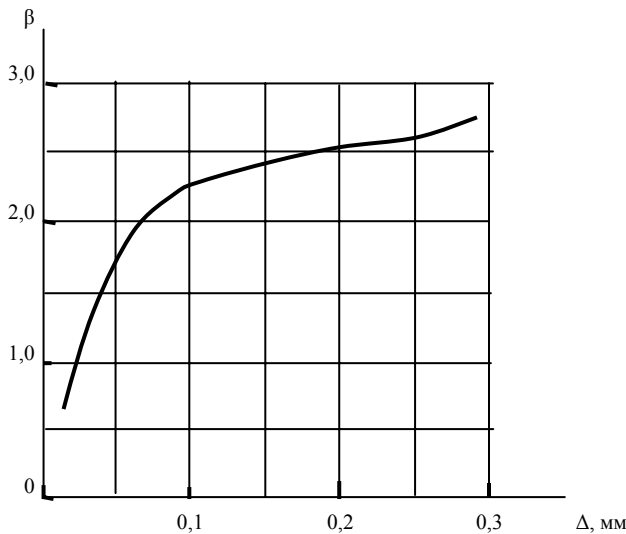


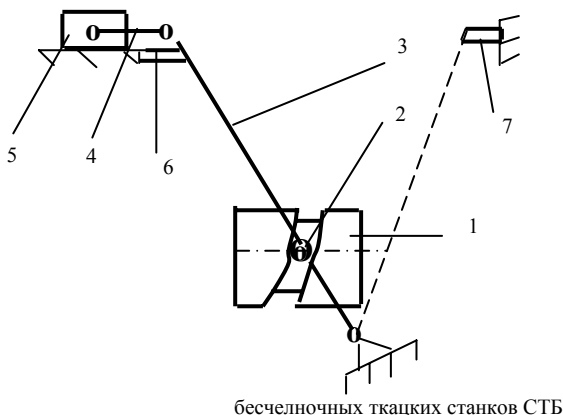
Рис. 5.6. График изменения коэффициента роста усилий в зависимости от зазора в паре кулачок – ролик

Для кулачковых механизмов, работающих с упорами, при проектировании следует учитывать не только закон движения ведомого звена, с которым оно подходит к упору, но и его упругие свойства. Назначение упоров заключается в точной координации ведомого звена, связанной с технологической операцией. Например, при передаче точной нити прокладчику возвратчик точной нити должен быть строго ориентирован по отношению к прокладчику. Точность, с которой возможна передача точной нити, находится в пределах  $\pm 0,1$  мм. Эта величина и является предельной и допустимой для колебаний ведомого звена. Например, в ткацких станках СТБ таких механизмов насчитывается три. Опыт эксплуатации станков свидетельствует о

том, что более половины простоев вызвано устранением отказов, связанных с работой этих механизмов.

Исследование работы механизмов, подобных описанным, является задачей актуальной. Конструктивно эти механизмы выполнены как пространственные, имеющие паз на цилиндрической поверхности. Кинематическая схема подобного механизма приведена на рис. 5.7. Такая конструкция нашла применение в бесконечных ткацких станках типа СТБ.

Рис. 5.7. Кинематическая схема механизма возврата уточной нити



бесконечных ткацких станков СТБ

Механизм включает пазовый кулачок  $1$ , рычаг  $3$  с роликом  $2$ , соединительное звено  $4$ , ползун  $5$ . Кроме того, в конструкции предусмотрены два упора, ограничивающих перемещения рычага  $3$ . Упоры могут быть и упругими со спиральными пружинами или пружинами, работающими на сжатие.

Механизм работает следующим образом. Движение от пазового кулачка  $1$  передается посредством ролика  $2$  на ведомое звено  $3$ , которое, совершая качательное движение, передает его на соединительное звено  $4$  и далее на ползун  $5$ . Таким образом, рычаг  $3$ , занимая два крайних положения, контактирует с упорами  $6$  и  $7$ .

Рассмотрим момент касания рычага (водилки) с упорами. В этот момент принимаем следующие допущения: упор не перемещается в направлении действия удара (в случае если он жесткий); контактного износа при соударении звеньев не происходит. В случае если водилка контактирует с упругим упором, то часть энергии забирает пружина, а часть энергии гасится в соединениях звеньев.

Рассмотрим более подробно схему взаимодействия водилки с упором. В этом случае ведомую часть механизма можно представить рычагом, имеющим ось вращения  $A$  и несущим на конце приведенную массу  $m_{пр}$  (рис. 5.8,  $a$ ). На рисунке обозначено  $AB = a$ ;  $AC = l$ .

Обозначим скорости тел в момент начала соударения  $U_C$ ,  $U_D$ , в конце —  $V_C$ ,  $V_D$ . Момент инерции ведомых частей обозначим —  $J_A$ .

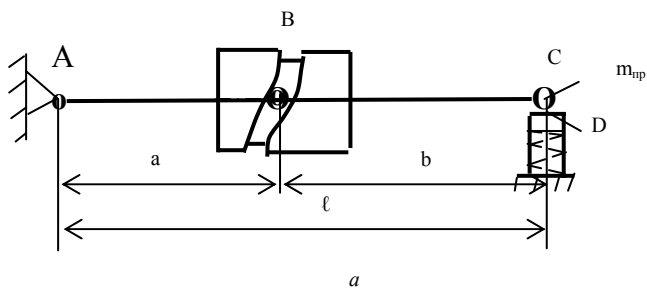


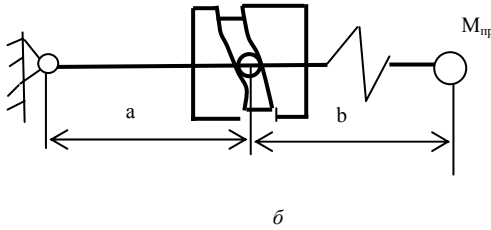
Рис. 5.8. Расчетная модель механизма возврата уточной нити

На основании [34] можно записать

$$J_A(\omega_1 - \omega_0) = -S_C l, \quad (5.24)$$

где  $J_A$  – момент инерции массы относительно точки  $A$ ;  $\omega_1, \omega_0$  – угловые частоты вращения;  $S_C$  – импульс силы.

Учитывая закон изменения скорости как производную циклоидального закона перемещений, силу соударения в месте контакта ролика с кулачком определим как



$$F_{уд} = \frac{J_A \frac{\psi\omega}{\beta} \left(1 - \cos \frac{2\pi\theta}{\beta}\right) (1+k)}{\tau a}, \quad (5.25)$$

где  $\omega$  – частота вращения кулачкового вала;  $\psi$  – угол размаха ведомого звена;  $\theta$  – текущее значение угла поворота кулачкового вала;  $\beta$  – угол математической кривой;  $\tau$  – время соударения;  $k$  – коэффициент восстановления при ударе.

Сила соударения ролика с профилем кулачка для случая упругого упора, выполненного в виде спиральной пружины (на рис. 5.8,  $a$  она обозначена пунктирной линией), определится

$$F_{уд} = -m_{пр} \frac{J_A l \frac{\psi\omega}{\beta} \left(1 - \cos \frac{2\pi\theta}{\beta}\right)}{\tau (J_A + m_{пр} l^2)}. \quad (5.26)$$

Сила соударения ролика с кулачком

$$F_{удB} = -m_{пр} \frac{j_A l^2 \frac{\psi\omega}{\beta} \left(1 - \cos \frac{2\pi\theta}{\beta}\right)}{\tau (J_A + m_{пр} l^2) a} (1+k). \quad (5.27)$$

Таким образом, задаваясь временем соударения звеньев или конечного звена с упором, можно определить силу соударения. При этом время соударения можно

взять либо на основе экспериментальных данных, либо в соответствии со значениями периода свободных колебаний в предположении, что оно близко к половине периода свободных колебаний системы.

Для исследования вынужденных колебаний механизма будем считать все звенья абсолютно жесткими, кроме водилки (рис. 5.8, б).

Анализ динамических свойств механизма удобнее всего проводить по качественной оценке законов, принятых конструктором при проектировании. На первом этапе исследований диссипативные характеристики не учитываем.

Уравнение движения механизма в дифференциальной форме запишется

$$J_{\text{пр}}\ddot{\Psi}_1 = c(\Psi - \Psi_1), \quad (5.28)$$

где  $\Psi$  – угол поворота рычага без учета податливости;  $\Psi_1$  – угол поворота рычага с учетом упругости;  $J_{\text{пр}}$  – приведенный момент инерции масс.

Поделив в уравнении (5.28) обе части на  $J_{\text{пр}}$ , получим

$$\ddot{\Psi}_1 + \frac{c}{J_{\text{пр}}}\Psi_1 = \frac{c}{J_{\text{пр}}}\left(\frac{t}{t_u} - \frac{1}{2\pi}\sin\frac{t}{t_u}\right)\Psi_u, \quad (5.29)$$

где  $\Psi_u$  – полный угол качания рычага;  $t_u$  – время, отведенное на работу механизма;  $t$  – текущее время.

На основании [22] можно записать

$$\Psi_1 = \left[ \frac{t}{t_u} - \frac{n^2}{2\pi(n^2 - 1)} \left( \sin 2\pi \frac{t}{t_u} - \frac{1}{n^3} \sin 2\pi n \frac{t}{t_u} \right) \right] \Psi_u, \quad (5.30)$$

$$\dot{\Psi}_1 = \left[ 1 - \frac{n^2}{n^2 - 1} \left( \cos 2\pi \frac{t}{t_u} - \frac{1}{n^2} \cos 2\pi n \frac{t}{t_u} \right) \right] \frac{\Psi_u}{t_u}, \quad (5.31)$$

$$\ddot{\Psi}_1 = 2\pi \frac{n^2}{n^2 - 1} \left( \sin 2\pi \frac{t}{t_u} - \frac{1}{n} \sin 2\pi n \frac{t}{t_u} \right) \frac{\Psi_u}{t_u}. \quad (5.32)$$

Коэффициент динамичности определится

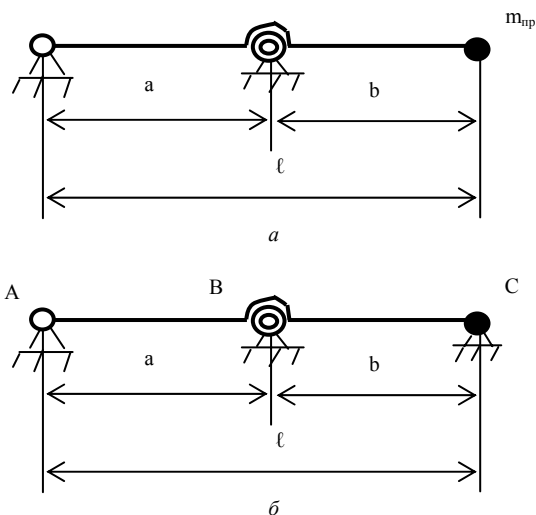
$$k_d = \frac{2n^2}{n^2 - 1}, \quad (5.33)$$

где  $n$  представляет отношение частот свободных и вынужденных колебаний.

Для оценки поведения механизма в динамических условиях необходимо знать частоту свободных колебаний ведомых частей.

Для определения частоты свободных колебаний рассмотрим рис. 5.9, *a*, *б*, где показаны две возможные схемы, которые могут встретиться при работе механизма. Первая схема представляет движение механизма от упора со свободным ведомым звеном, вторая учитывает взаимодействие ведомого звена с упором.

Рис. 5.9. Расчетная модель ведомой части механизма



для определения частот свободных колебаний при изгибе

В разные фазы движения ведомые части механизма будут иметь различные начальные условия закрепления. Так для свободно перемещающейся модели механизма, движущейся от упора, частота свободных колебаний определится согласно расчетной модели, приведенной на рис. 5.9, *a*. Для момента касания водилки упора частоту свободных колебаний можно определить по схеме на рис. 5.9, *б*.

Частота свободных колебаний в первом случае составила  $f = 141$  Гц., во втором –  $f = 296$  Гц..

Анализ значений коэффициента динамичности в диапазоне исследуемых частот (200...400 об/мин) показал, что получить значение его менее двух не представляется возможным.

В дальнейшем при синтезе закона перемещения ведомого звена механизма целесообразно направить усилия на изменение закона движения ведомого звена с целью получения минимальной по возможности скорости для момента контакта водилки с упором.

Анализ формул (5.24)...(5.27) указывает на то, что усилия момента контакта водилки с упором зависят главным образом от инерционно-массовых характеристик и скоростей, с которыми в этот момент происходит удар, и незначительно от конструкции упора.



Как было отмечено выше, в результате действия ведомого звена с упором в системе возникают значительные нагрузки. Рассмотрим зависимость поведения механизма от воздействия закона изменения усилия на ведомое звено механизма (рис. 5.10).

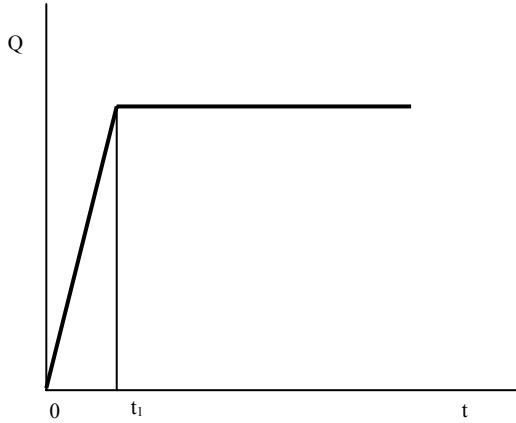


Рис. 5.10. Характер изменения усилия для момента касания ведомого звена упора в зависимости от времени его действия в соответствии с работой механизма по цикловой диаграмме

Рассмотрим колебания системы, представленной одной массой, приведенной к концу ведомого звена (водилки).

Будем исследовать движение массы из ее исходного положения равновесия, считая перемещение вниз положительным (см. рис. 5.9, б). Пусть на нее действует динамическая нагрузка  $Q$ , которая приведет ее в движение. Согласно рис. 5.10 необходимо рассмотреть движение системы для двух участков: при  $0 \leq t \leq t_1$ ; при  $t_1 \leq t \leq T$ . При этом закон нарастания силы определится  $Q(t) = Qt/t_1$ , соответственно перемещение от единичной нагрузки будет  $\Delta_{1p}(t) = Q(t)\delta Q = Q_{1Q}(t/t_1)$ .

Дифференциальное уравнение вынужденных колебаний массы от произвольной возмущающей силы имеет вид:

$$\ddot{y} + 2ny + \omega^2 c y = \omega^2 \Delta_1 Q(t) = \frac{Q(t)\delta_{1Q}}{m_{пр}\delta_{11}} = F(t). \quad (5.34)$$

Общее решение однородного уравнения, выраженное через частные интегралы, запишется

$$y = y_{св} + \int_0^t F(u)e^{-n(t-u)} \frac{\sin \omega_1(t-u)}{\omega_1} du, \quad (5.35)$$

где



$$y_{св} = y(0)y_1(t) + V(0)y_2(t),$$

$$y_1(t) = e^{-nt} \left( \cos \omega_1 t + \frac{n}{\omega_1} \sin \omega_1 t \right),$$

$$y_2(t) = e^{-nt} \frac{\sin \omega_1 t}{\omega_1},$$

$$\omega_1 = \omega_c^2 - n^2.$$

В начальный момент касания водилки с упором поведение ее можно рассматривать как результат действия на нее импульса силы, для которого следует ожидать колебаний на собственной частоте.

Так без учета сопротивлений в системе уравнение движения будет иметь вид

$$y = \frac{R \frac{\psi \omega}{\beta} \left( 1 - \cos \frac{2\pi\theta}{\beta} \right)}{\omega_c} \sin \omega_c t + \frac{J_A \omega^2 \delta_1 Q t^{-1}}{l} \left( 1 - \frac{\sin \omega_c t}{\omega_c} \right) \quad (5.36)$$

Выражение (5.36) позволяет определять перемещения ведомого звена в зависимости от угла поворота ведущего в соответствии с работой механизма по цикловой диаграмме. Однако следует отметить, что в рассматриваемом случае ведомое звено механизма перемещается в соответствии с законом, выраженным в аналитическом виде и представляющем собой математический характер записи.

## ГЛАВА 6

### СИНТЕЗ ЗАКОНОВ ДВИЖЕНИЯ МЕХАНИЗМОВ С УЧЕТОМ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Проектирование механизмов с кулачковым приводом включает синтез закона движения ведомого звена. От того, насколько правильно выбран закон, зависят надежность и долговечность работы всего механизма [41, 42].

Рассмотрим на конкретном примере синтез закона движения для механизма при- боя бесчелночных ткацких станков СТБ. Принцип работы был приведен ранее. Ис- следования, приведенные в разделе 5.2, показали, что при синтезе этого механизма необходимо учитывать усилия, возникающие в момент начала движения ведомого звена, и колебания на собственной частоте для момента, когда вынужденные коле- бания заканчиваются. В качестве динамических параметров, на основе которых син- тезируется закон движения, предлагается амплитудно-частотная характеристика, а также накладываются ограничения на колебания в начальный период движения.

Синтез закона движения следует начинать с ускорений (рис. 6.1).

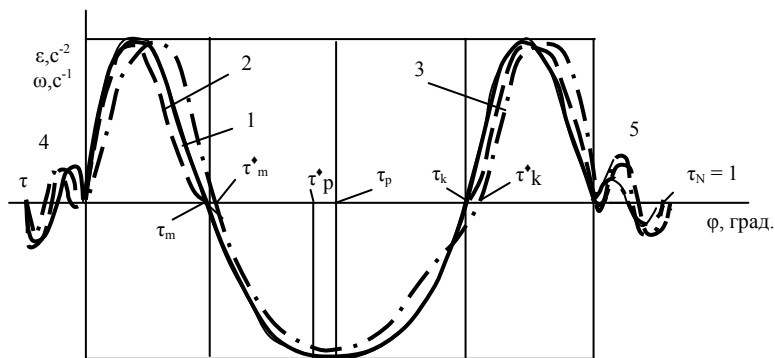


Рис. 6.1. Ускорения ведомого звена механизма уточных нитей

Для такого типа законов должны быть удовлетворены краевые условия

$$b(0) = a'(0) = 0; b(1) = a'(1) = 0. \quad (6.1)$$

Условие равенства нулю коэффициента перемещения в конце периода движения запишется

$$a(0) = a(1) = 0. \quad (6.2)$$

Кроме того, необходимо, чтобы в некоторой точке  $\tau_p$ , являющейся концом цикла подъема, перемещение рабочего органа было равно заданному

$$a(\tau_p) = 1. \quad (6.3)$$

Предлагается следующий алгоритм синтеза закона движения.

1. Задается форма графика коэффициента ускорений (рис. 6.1, кривая  $I$ ).
2. Выбираются узлы интерполяции (не менее девяти), в число которых должны входить точки  $\tau_m$  и  $\tau_k$  раздела участков положительных и отрицательных ускорений [ $c(\tau_m) = c(\tau_k) = 0$ ] и точка  $\tau_p$ , разделяющая периоды подъема и опускания ведомого звена. По  $N + 1$  точке строится сплайн

$$S(\tau) = \sum_{\alpha=0}^3 a_{\alpha}^i (\tau - \tau_i)^{\alpha}; \tau \in [\tau_i, \tau_{i+1}], i = 0, \dots, N-1. \quad (6.4)$$

В число узлов интерполяции должна входить точка  $\tau_m$ , разделяющая положительную и отрицательную части графика ускорений [ $c(\tau_m)=0$ ]. В связи с тем, что график ускорений задавался произвольно, нельзя принять сплайн (6.4) за коэффициент ускорений, так как условия (6.1) и (6.2) не выполняются. Условие (6.1) соответствует требованию равенства площадей положительного и отрицательного участков графика коэффициентов ускорений. Это условие можно выполнить, оставив характер графика прежним, но при этом необходимо изменить масштаб. Изменение масштаба будем производить для положительного участка сплайна, т.е. построим новый сплайн

$$S_1(\tau) = \sum_{\alpha=0}^3 b_{\alpha}^i (\tau - \tau_i)^{\alpha}; \tau \in [\tau_i, \tau_{i+1}]; i = 0, \dots, N-1, \quad (6.5)$$

$$b_{\alpha}^i = \mu a_{\alpha}^i$$

Значение  $\mu$  определится следующим образом:

$$\mu = \begin{cases} - \int_{\tau_p}^{\tau_m} S(\tau) d\tau / \int_{\tau_m}^{\tau_m} S(\tau) d\tau, \quad \iota < m \\ - \int_{\tau_p}^{\tau_k} S(\tau) d\tau / \int_{\tau_k}^{\tau_k} S(\tau) d\tau, \quad \iota \geq k \\ 1, m \leq \iota < k. \end{cases}$$

Сплайн (6.5) имеет график вида кривой 2 (рис. 6.1).

3. Интегрируя зависимость (6.5), строим новые сплайны

$$S_2(\tau) = \sum_{\alpha=1}^4 \frac{1}{\alpha} b_{\alpha}^{\iota} (\tau - \tau_{\iota}) + u_{\iota}; \tau \in [\tau_{\iota}, \tau_{\iota+1}]; \iota = 0, \dots, N-1, \quad (6.6)$$

$$u_0 = 0; u_{\iota} = S_2(\tau_{\iota} - 0); \iota = 1, \dots, N-1.$$

$$S_3(\tau) = \sum_{\alpha=2}^5 \frac{1}{\alpha(\alpha-1)} b_{\alpha}^{\iota} (\tau - \tau_{\iota})^{\alpha} + u_{\iota} (\tau - \tau_{\iota}) + d_{\iota},$$

$$\tau \in [\tau_{\iota}, \tau_{\iota+1}]; \iota = 0, \dots, N-1; \quad (6.7)$$

$$d_0 = 0; d_{\iota} = S_3(\tau_{\iota} - 0); \iota = 1, \dots, N-1.$$

Удовлетворение условию (6.3) достигается за счет замены переменной и введения ряда коэффициентов, для чего определяется значение  $\tau_p^{\bullet}$  из условия равенства перемещений ведомого звена на прямом и обратном ходе и квадратичной зависимости величины перемещений от фазового угла [37]

$$S_3(\tau_p) \tau_p^{\bullet} (1 - \tau_p)^2 = [S_3(\tau_p) - S_3(1)] (1 - \tau_p^{\bullet})^2 \tau_p^2, \quad (6.8)$$

где

$$\tau_p^{\bullet} = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}; \quad A = S_3(\tau_p)(1 - \tau_p)^2 - [S_3(\tau_p) - S_3(1)] \tau_p^2;$$

$$B = 2\tau_p^2 [S_3(\tau_p) - S_3(1)]; \quad C = \tau_p^2 [S_3(\tau_p) - S_3(1)].$$

В этой связи вводятся новые сплайны

$$S_1^\bullet = S_1(\tau^\bullet p_1), \quad (6.9)$$

$$S_3^\bullet(\tau) = \mu_2^2 \sum_{\alpha(\alpha-1)}^5 \frac{1}{\alpha} b_\alpha^1 (\tau^\bullet - \tau_1^\bullet)^\alpha + \mu_2 u_1 (\tau^\bullet - \tau_1^\bullet) + d_1, \quad (6.10)$$

$$S_2^\bullet(\tau) = \mu_2 \sum \frac{1}{\alpha} b_\alpha^1 (\tau^\bullet - \tau_1^\bullet) + u_1. \quad (6.11)$$

где

$$\mu_2 = \begin{cases} \tau_p^\bullet / \tau_p; \iota < p \\ 1 - (\tau_p^\bullet - \tau_p) / (1 - \tau_p); \iota \geq p \end{cases} \quad \tau = \begin{cases} \mu_2 \tau; \tau \leq \tau_p \\ 1 - (1 - \tau) / \mu_2; \tau > \tau_p \end{cases}$$

4. Искомые характеристики закона движения выражаются через сплайны (6.9)-(6.11) и коэффициент  $\mu_1$ , позволяющий удовлетворить условию (6.2):

$$a(\tau) = \mu_1 S_3^\bullet(\tau); b(\tau) = \mu_1 S_2^\bullet(\tau); c(\tau) = \mu_1 S_1^\bullet(\tau); \mu_1 = 1 / S_3^\bullet(\tau_p).$$

Дополнительные участки профиля, обозначенные на рис. 6.1 цифрами 4 и 5, назначались на основании следующих рассуждений: на участке 4 амплитуда ускорений после масштабирования принималась из расчета

$$\varepsilon \geq (M_T + GH) / J_0,$$

где  $\varepsilon$  – угловое ускорение дополнительного участка;  $M_T$  – момент от сил трения;  $J_0$  – момент инерции массы. Период колебаний для этого участка  $T_b > T_c$ .

На 5-м участке периоды свободных и вынужденных колебаний равны  $T_b = T_c$ .

Все операции по расчету и преобразованию происходили автоматически по ранее приведенной методике на ЭВМ.

График моментов, действующих на подбатанный вал (рис. 5.2), показан на рис. 6.2.

Исследования, проведенные на основании динамической модели, описанной уравнениями (5.15), (5.16), показывают, что в начале движения ведомого звена удалось добиться значительного снижения динамических нагрузок от 1,5 до 1,8 раза. Колебания на собственной частоте ведомого звена для момента, отведенного по цикловой диаграмме работы станка, уменьшились в 2–3 раза.

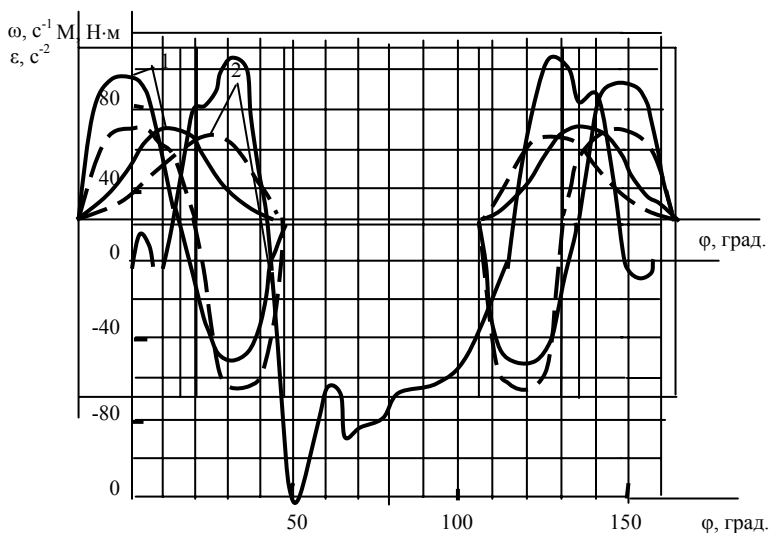


Рис. 6.2. Фрагмент осциллограммы деформаций подбатанного вала механизма прибора точных нитей бесшелочного ткацкого станка, протарированной по моменту

Для механизмов, работающих с упорами, основными динамическими характеристиками являются скорость соударения ведомой массы с упором и инерционно-массовые характеристики ведомых масс. Усилия соударения определяются формулами (5.25)–(5.26). Они зависят главным образом от скорости соударения, времени и инерционно-массовых характеристик движущихся частей.

Анализ результатов исследований, приведенных в пятой главе, указывает на необходимость синтеза такого закона движения ведомого звена, который бы обладал наименьшей скоростью при подходе к упору. Характер такого закона приведен на рис. 6.3, поз.2.

На рис. 6.3 показаны графики с симметричными законами движения изменения скоростей и ускорений ведомого звена (сплошная линия) и возможные варианты изменения закона движения и фазовых углов для участков, подверженных динамическому воздействию на механизм от контакта ведомого звена с упором (штриховая линия). Представленные законы предполагают двустороннее воздействие конечного звена механизма с упорами.

Рис. 6.3. Кинематические характеристики законов движения ведомого звена кулачкового механизма

Если рассматривать конкретный механизм, работающий с упорами, то необходим дифференцированный подход к его проектированию, распределению фазовых углов в соответствии с цикловой диаграммой работы технологического оборудования. Поэтому необходимо проанализировать всю взаимосвязь работающих меха-

низмов и стараться на наиболее нагруженные в динамическом отношении механизмы назначать и большие значения отводимых для их работы фазовых углов.

Рассмотрим на конкретном примере проектирование закона движения ведомого звена для возвратчикаточных нитей бесчелночных ткацких станков. Основным недостатком работы механизма является преждевременный выход из строя кулачковой пары, а также потери точной нити в результате ее передачи прокладчику.

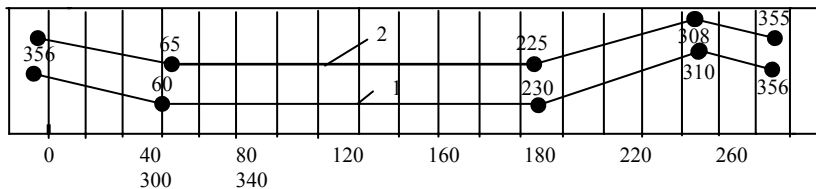


Рис. 6.4. Цикловая диаграмма работы механизма возвратчикаточной нити:  
 1 – цикловая диаграмма работы механизма для станков, выпускаемых серийно;  
 2 – для нового закона

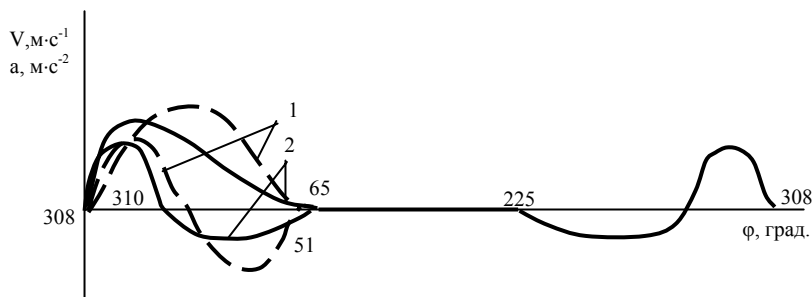
В результате проведенного анализа цикловой диаграммы и кинематических взаимосвязей механизмов для момента касания ведомым звеном упора удалось выявить, что он подходит к нему с большой скоростью. Это приводит к значительным нагрузкам в паре кулачок – ролик. С другой стороны, исследования показали, что имеются предпосылки к расширению цикловой диаграммы работы этого механизма за счет увеличения фазовых углов. Цикловые диаграммы работы для серийно изготовленного механизма и вновь проектируемого имеют существенные отличия, что хорошо просматривается на рис. 6.4.

Имея циклограмму работы механизма, можно приступить к синтезу самого закона движения ведомого звена. В работе приводится пример синтеза закона движения только для одной части циклограммы, которая занимает значение фазовых углов от  $308^{\circ}$  до  $65^{\circ}$  и от  $308^{\circ}$  до  $225^{\circ}$ .

Предлагается синтез закона движения ведомого звена производить с помощью сплайнов третьей степени дефекта  $v = 1$ .

Синтез закона движения начинается с задания массива значений или графического рисунка, который для нашего случая приведен на рис. 6.5.

Рис. 6.5. Кинематические характеристики ведомого звена возвратчикаточных нитей





Синтез закона движения ничем не отличается от описанного выше и определяется выражениями (6.9)...(6.11). Отличие будет только в коэффициентах сплайна, которые определяются в соответствии с предложенным законом.

В результате проведенных исследований установлено, что для нового закона скорости уменьшились в 1,256 раза, а ускорения в 2,1 раза, что безусловно приведет к снижению в этих же пределах силы соударения ведомого звена (водилки) об упор.

В обоих случаях для новых законов движения ведомых звеньев механизма прибора уточных нитей и возвратчика уточной нитей были спроектированы и изготовлены кулачки, которые в дальнейшем прошли экспериментальную проверку как в исследовательской лаборатории завода «Сибтекстильмаш», так и в условиях эксплуатации их на фабриках. Исследования механизма прибора проводились при различных режимах эксплуатации, предусматривающих изменения величины зазоров, частоты вращения главного вала станка. Для механизма возвратчика уточной нити проводились сравнительные испытания изменением натяга водилки с упором.

## ГЛАВА 7

### ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ, ИМЕЮЩИХ В ПРИВОДЕ НАКОПИТЕЛИ ЭНЕРГИИ

В практике эксплуатации технологического оборудования значительная роль отводится механизмам с накопителями энергии. Особое место занимают механизмы с пружинными накопителями, которые находят все большее признание. Наиболее интересны в этом смысле боевые механизмы бесчелночных ткацких станков СТБ, «Sulzer – Ruti», «Kowo» и др.

Боевой механизм бесчелночного ткацкого станка СТБ является предметом внимания большого числа исследований. Одно из первых исследований этого механизма представлено в работе У. А. Джолдасбекова [16]. Значительное место занимают также работы В. Н. Аносова [3], П. М. Алабужева [2], С. Н. Гайдая [11], О. А. Терентьева [20], А. М. Ярунова [43].

На рис. 7.1 показана упрощенная кинематическая схема боевого механизма, применяемого в настоящее время в конструкции станков СТБ. Принцип работы его заключается в следующем. Кулачок 1, приводимый в движение распределительным валом 2, через трехплечего рычага и серьгу 6 поворачивает рычаг 5 боевой тру-Погонялка 3 жестко связана с трубой, которая посредством шлиц торсионным валиком 4. После того

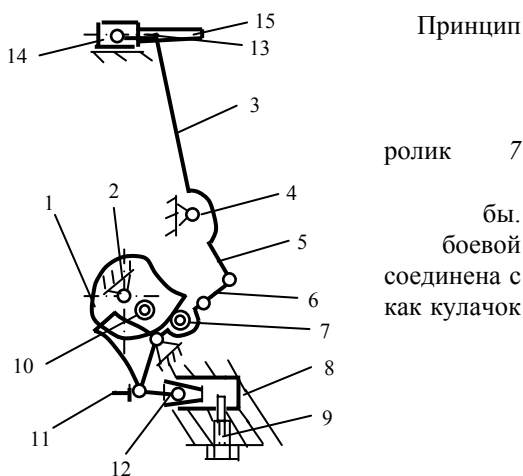


Рис. 7.1. Кинематическая схема боевого механизма для бесчелночных ткацких станков типа СТБ



1 повернет рычаг 5 (а соответственно и торсионный валик) на необходимый угол, серьга 6 и трехплечий рычаг образуют силовой замок, опираясь на винт 11. В момент боя ролик 10 воздействует на криволинейную поверхность рычага и водит механизм из мертвого положения; происходит раскручивание торсионного валика и вся система приходит в движение. Верхний конец погонялки 3 звеном 13 соединен с гонком 14, который осуществляет посыл челнока 15 с зажатой в нем уточной нитью.

Для предохранения деталей механизма и других элементов станка от удара предусмотрено гашение остаточной энергии масляным демпфером. Плунжер 12, соединенный с трехплечим рычагом, заходит в рабочую полость демпфера 8, производя выдавливание масла через узкие кольцевые щели, образованные отверстием корпуса 8 и конусом плунжера. Регулировка степени демпфирования осуществляется конической иглой 9, которая может уменьшать или увеличивать щель дросселя.

В практике эксплуатации применяются торсионные валики с диаметрами 14, 15, 19 мм. Такое разнообразие валиков обусловлено значительным разнообразием скоростных показателей станков.

Боевой механизм состоит из трех механизмов: зарядки торсионного вала, разгона челнока и вывода из положения «силового замка». Механизмы имеют одну степень свободы. Механизм разгона прокладчика представляет собой последовательную цепь трех элементарных механизмов: двух кривошипно-шатунных дезаксиальных и четырехзвенного.

Теоретически начало торможения механизма соответствует углу поворота торсионного валика на  $14^\circ 40'$ . Тормозной путь зависит от начального угла  $\varphi$ , закручивания торсионного валика и равен 9,5 мм при  $\varphi = 32^\circ$  и 7,5 мм при угле закручивания  $\varphi = 28^\circ$ . Конструктивные размеры буферного устройства допускают полное раскручивание торсионного вала при  $\varphi = 32^\circ$ . Предельный угол закручивания торсионного валика равен  $33^\circ$ . Превышение этой величины приводит к удару плунжера о стенку корпуса буферного устройства.

Процесс разгона механизма рассматривался состоящим из трех фаз. Первые две фазы соответствуют выводу из положения «силового замка» и характеризуются ударным воздействием ролика 10 боевого кулачка 1 на горку трехплечего рычага. Третья фаза – движение механизма под действием упругих сил торсионного валика. Исследования показали, что начальная скорость трехплечего рычага имеет величину 3-4 с<sup>-1</sup> и является функцией частоты вращения главного вала станка и коэффициента восстановления. Наибольший интерес для исследователей представляет третья фаза движения. Движение механизма в этой фазе описывается уравнением Лагранжа второго рода

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i. \quad (7.1)$$

Уравнение движения механизма с учетом приведенного момента инерции запишется (рис. 7.2)

$$J_{п1}(\varphi_1)\omega \frac{d\omega}{d\varphi_1} + \frac{\omega_1^2}{2} \frac{dJ_{п1}(\varphi_1)}{d\varphi_1} = M_{п1}(\varphi_1), \quad (7.2)$$

где

$$J_{п1} = J_{п1}(\varphi_1), \quad (7.3)$$

$J_{п1}$  – переменный приведенный момент инерции масс, зависящий от угла поворота ведущего звена;  $\omega_1$  – скорость ведущего звена (погонялки);  $J_{п1}$  – приведенный момент инерции механизма

Учитывая, что:

– механизм разгона прокладчика состоит из трех элементарных механизмов, включающий два дезаксиальных кривошипно-шатунных ( $MLO_1$ ,  $ENO_2$ ) и трехзвенного ( $O_1CBO_2$ );

– звенья механизма  $O_1C$  и  $O_2B$  механизма  $O_1CBO_2$  одновременно входят в состав механизмов  $MLO_1$  и  $ENO_2$ ;

– приведенным моментом инерции шатуна  $BC$  ( $J_{SO1}$ ) можно пренебречь ввиду его малости, выражение (7.3) можно переписать

$$J_{п1} = J_{O_1} + J_{O_2} u^2, \quad (7.4)$$

где  $u$  – передаточная функция  
Моменты инерции опреде-

механизма.  
ляются

$$J_{O_1} = J_{SO1} \left( \frac{\omega_8}{\omega_1} \right)^2 + m_8 \left( \frac{V_{S_8}}{\omega_1} \right)^2 + m_{10} \left( \frac{V_{S_{10}}}{\omega_1} \right)^2, \quad (7.5)$$

$$J_{O_2} = J_{SO2} + J_{S_2} \left( \frac{\omega_2}{\omega_3} \right)^2 + m_2 \left( \frac{V_{S_2}}{\omega_3} \right)^2 + m_1 \left( \frac{V_{S_1}}{\omega_3} \right)^2. \quad (7.6)$$

Поскольку

$$M_{п1}(\varphi_1) = \dots \quad (7.7)$$

для определения угловой  
движения погонялки  
выражение

для быстрого механизма бесконечного  
ткацкого станка

скорости  
получено

$$\omega = \sqrt{\frac{GJ_p(\varphi_H^2 - \varphi_T^2)}{LJ_{п1}(\varphi_1)}}, \quad (7.8)$$

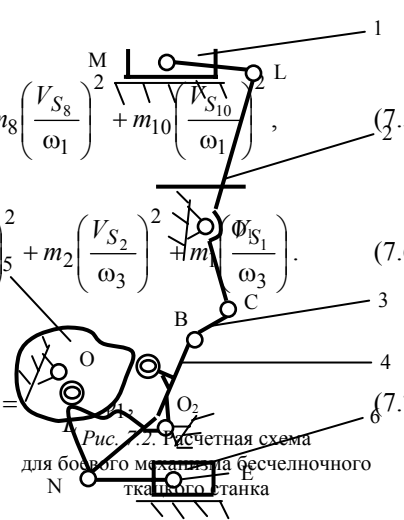


Рис. 7.2. Расчетная схема

где  $L$  – приведенная длина торсионного валика;  $G$  – модуль упругости второго рода;  $\varphi_n$  – начальный угол закручивания торсионного валика;  $\varphi_T$  – текущий угол закручивания торсионного валика в период разгона погонялки.

Начальной скоростью прокладчика считаем его скорость в момент отрыва от гонка. Это происходит при угле раскручивания, равном  $14^\circ 40'$ .

В работе предложены исследования скорости полета прокладчиков в зависимости от конструктивного исполнения элементов боевого механизма. Изменению подвергались основные элементы, от которых зависит скорость: погонялка была принята в расчетах трех вариантов, предусматривающих изменение материала и ее сечений; торсионный валик был выполнен как сдвоенный, работающий по параллельной схеме и состоящий из набора пластин.

Основные характеристики элементов механизма: моменты инерции масс, веса – приведены ниже в табл. 7.1.

Таблица 7.1

**Значения инерционно-массовых характеристик,  
принятых при исследованиях скорости полета прокладчиков уточных нитей**

Название	Вес, Н	Масса, кг	Момент инерции Кг-см-с <sup>2</sup>
Плунжер	1,5	0,153	0,000140
Шатун	0,77	0,0785	
Коромысла:			
стальные щечки	10,65	1,09	0,0318
щечки из сплава ВТ6	8,25	0,841	0,02038
Серьга	1,1	0,113	0,000406
Погонялка:			
стальная литая	8,75	0,892	0,03501
1. Из сплава ВТ6	3,45	0,352	0,01662
1. Из сплава ВТ6	4,74	0,484	0,02148
Шатун	0,23	0,023	0,00004
Гонок	0,3	0,031	
Торсионный вал (d, мм):			
15,0	11,80	1,20	0,00043
16,0	13,50	1,36	0,00048
17,0	14,94	1,50	0,00052
18,0	16,50	1,62	0,00074
19,0	17,60	1,82	0,00079

Значения приведенных моментов инерции для всего механизма, определялись в соответствии с выражением (7.4) и представлены в табл. 7.2.

Таблица 7.2

**Значения приведенных моментов инерции боевого механизма станков СТБ**

Градус	Погонялка стальная	Погонялка из сплава ВТ6 (1)	Погонялка из сплава ВТ6 (2)
2	0,15896	0,11440	0,11846
4	0,11711	0,085514	0,09000
6	0,10321	0,07444	0,08030
8	0,09127	0,06752	0,07238

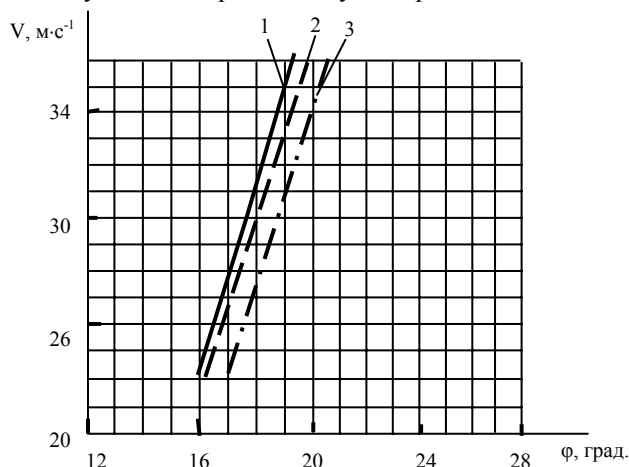
Окончание табл. 7.2

Градус	Погонялка стальная	Погонялка из сплава ВТ6 (1)	Погонялка из сплава ВТ6 (2)
10	0,9127	0,06752	0,07238
12	0,0890	0,06536	0,07022
14	0,08674	0,06366	0,06852
14 <sup>0</sup> 40'	0,08613	0,06319	0,06805
16	0,08498	0,06230	0,06716

В работе приведены результаты исследований нескольких вариантов конструктивного исполнения механизма, включающих разные конструкции торсионных валиков, к одному из которых можно отнести «валики», состоящие из набора пластин. В другом случае конструкция торсиона состоит из параллельно работающих валиков. Одним из достоинств предлагаемой конструкции из пластин является ее удобство при подборе нужной скорости, при этом достаточно произвести один раз расчет их количества в зависимости от необходимой скорости. Они не дороги в изготовлении, удобны при монтаже, взаимозаменяемы, переносят значительно большие углы закручивания при работе механизма, просты в изготовлении. Результаты расчетов показывают, что такая конструкция обеспечивает практически весь диапазон необходимых скоростей вращения главного вала станка от 300 до 600 об/мин. Интересен вариант конструктивного исполнения с двумя торсионами, работающими по параллельной схеме, когда один из них выполнен в виде валика, а другой является полым. Эта конструкция значительно сложнее описанной выше, но повышает долговечность работы торсионного элемента в сравнении с выпускающими серийными конструкциями. Результаты исследований скорости полета прокладчиков для пластинчатого торсиона приведены на рис. 7.3.

Анализ графиков на рис. 7.3 указывает на то, что наибольшего эффекта можно добиться изменением приведенного момента инерции за счет замены материалов, применяемых в серийно изготавливаемых деталях, на более легкие, например марки ВТ и других. При этом скорость полета прокладчиков будет вполне отвечать тем требованиям, которые намечаются с дальнейшим повышением производительности

оборудования. Увеличение скорости полета было получено и для случая исполнения механизма с серийным торсионным валиком, но при этом такого резкого изменения ее получить не удалось. Вариант с двумя торсионными валиками также дает значи-



тельное повышение скорости полета, но конструктивное исполнение его усложняет механизм и удорожает конструкцию.

Рис. 7.3. Зависимость скорости полета прокладчиков от исполнения погонялки:  
 1 – погонялка с отверстиями из сплава ВТ6; 2 – погонялка прямоугольного сечения из сплава ВТ6; 3 – погонялка стальная литая (серийного производства)

Интересным в конструктивном исполнении является предложение, позволяющее разделить функционально конструкцию на два узла: узел зарядки и узел разрядки. Впервые с разомкнутой кинематической цепью боевой механизм был предложен Д. В. Титовым. Основной недостаток предложенной схемы – это большая инертность плунжера, способствующая увеличению приведенной массы системы. Активное торможение подвижных звеньев начинается сразу, что ограничивает возможности для обеспечения требуемой скорости прокладчика. Не ясен и вопрос гашения остаточной энергии торсионного валика. Конструктивное исполнение боевого механизма, предложенного Э. А. Горовым и А. В. Соловьевым [12], более приближено к реальному механизму. В их схеме размыкание кинематической цепи осуществляется с помощью поворотного пальца, имеющего специальный скос. Применение кулачка для заводки торсионного валика имеет свои преимущества, однако, как показало исследование узла по предложенной схеме, внедрение ее требует коренной переделки конструкции.

Имеются и другие схемы, позволяющие осуществлять принцип размыкания кинематической цепи, но все они обладают недостатками, которые не дают возможности разрабатывать на их основе реальную конструкцию. Принцип размыкания кинематической цепи был положен в основу конструкции, предложенной П. М. Алабушевым, Ю. А. Афанасьевым и др.

Наибольший интерес представляет конструкция боевого механизма [4], которая позволяет вписаться в существующие габариты боевой коробки ткацкого станка и одновременно решает принцип разделения. В конструкции нашли применение низшие кинематические пары, что существенно повышает надежность и долговечность работы в сравнении с высшими кинематическими парами.

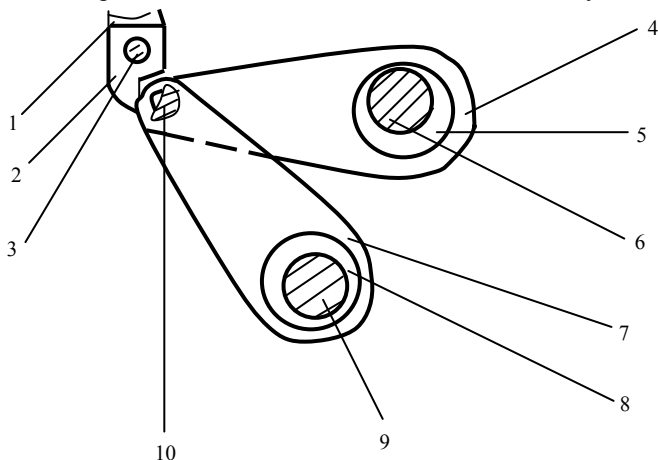
На рис. 7.4 изображена схема боевого механизма с разомкнутой кинематической цепью с кривошипно-зубчатым узлом зарядки. Погонялка 1 и рычаг трубы 2 жестко связаны с одним концом торсионного валика 3, второй конец которого закреплен неподвижно относительно корпуса. Шатун 4 приводится в движение кривошипом 5, сидящим на распределительном валу 6 и жестко связанным с шестерней (на рисунке не показанной), которая, в свою очередь, связана с другой шестерней, на которой закреплен вал 9 кривошипа 8. Шарнирное соединение

Рис. 7.4. Кинематическая схема боевого механизма с разомкнутой кинематической цепью

шатунов 4 и 7 выполнено в виде поворотного сектора 10, который осуществляет заводку торсионного валика, воздействуя на рычаг 2, описывая при этом необходимую траекторию. Для нормальной работы боевого механизма необходимо, чтобы узел зарядки:

- был прост и надежен;
- обеспечивал заводку торсионного валика на необходимый угол с размыканием кинематической цепи после зарядки;
- создавал благоприятные для работы кинематические и динамические характеристики;
- вписывался в конструкцию серийного станка.

На рис. 7.5 изображена схема семизвенного механизма, у которого вращение кривошипов связано постоянной зависимостью



вошипов связано постоянной зависимостью

$$\beta = -\frac{m}{n}\alpha + \alpha_0, \quad (7.9)$$

где  $\beta$  – угол поворота кривошипа 4;  $\alpha$  – угол поворота кривошипа 1;  $m/n$  – передаточное отношение зубчатой передачи;  $\alpha_0$  – угол начального положения кривошипа.

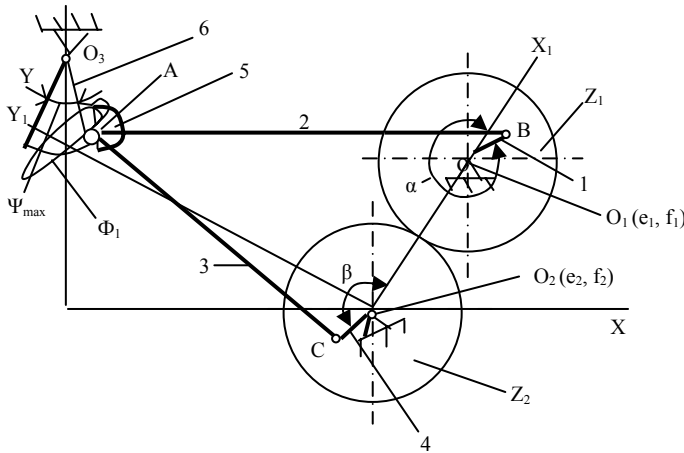
Рис. 7.5. Кинематическая схема семизвездного механизма

При  $m/n = 1$   $\beta = -\alpha + \alpha_0$ . Такие механизмы [18] дают возможность получить самые разнообразные кривые, траектории которых будут являться функцией всех параметров механизма. Задача синтеза состоит в определении таких значений параметров, при которых траектория, описываемая центром (на схеме обозначена точкой  $A$ ), наиболее близко соответствовала бы требуемой (условной) траектории. Определим уравнение траектории, которую может описывать центр  $A$  шатунов 2 и 3 механизма по методике [18]. Выберем ось координат так, чтобы ось  $X_1$  проходила через центры колес, а ось  $Y_1$  – через центр колеса  $Z_2$ . Тогда координаты точки  $A(X, Y)$  можно представить в функции параметров механизма следующим уравнением:

$$\begin{aligned} (X - b \cos \beta)^2 + (Y - b \sin \beta)^2 &= d^2, \\ (X - l - a \cos \alpha)^2 + (Y - a \sin \alpha)^2 &= d_1^2, \end{aligned} \quad (7.10)$$

где  $a, b$  – соответственно длины кривошипов 1 и 4;  $d, d_1$  – длины шатунов 2 и 3.

Решая уравнение (7.10), после некоторых преобразований получаем



$$\begin{aligned} P_1 + P_2 \cos \alpha + P_3 \sin \alpha &= 0, \\ P_1 - P_4 \cos \alpha - P_5 \sin \alpha &= 0, \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned}
 P_1 &= a^2 - a_1^2 - b^2 + d + l^2 - 2lX; \\
 P_2 &= 2la(1 - X) + 2bX \cos \alpha_0 + 2bY \sin \alpha_0; \\
 P_3 &= 2bX \sin \alpha_0 + 2bY \cos \alpha_0 - 2aY; \\
 P_4 &= 2bX \cos \alpha_0 + 2bY \sin \alpha_0; \\
 P_5 &= 2bX \sin \alpha_0 - 2bY \cos \alpha_0; \\
 P' &= X^2 + Y^2 + b^2 - d^2.
 \end{aligned}$$

Исключая из уравнений (7.10) угол  $\alpha$ , подстановкой

$$\operatorname{tg}(\alpha/2) = t; \sin(\alpha/2) = 2t/(1+t^2); \cos \alpha = (1-t^2)/(1+t^2)$$

после определенных преобразований получим систему уравнений

$$\begin{aligned}
 A_0 + A_1t + A_2t^2 &= 0; \\
 B_0 + B_1t + B_2t^2 &= 0,
 \end{aligned} \tag{7.11}$$

где

$$\begin{aligned}
 A_0 &= P_1 + P_2; B_0 = P' - P_4; A_1 = 2P_3; \\
 A_2 &= P_1 - P_2; B_1 = -2P_5; B_2 = P' + P_4.
 \end{aligned}$$

Исключая из уравнений (7.11) параметр  $t$  по методу Сильвестра [18], представим уравнение траектории точки  $A$  в виде

$$\begin{aligned}
 &A_0(A_1B_2 - A_2B_1)^2 + A_1(A_0B_2 - A_2B_0)(A_1B_2 - A_2B_1) + \\
 &+ A_2(A_0B_2 - A_2B_0)^2 = 0; \\
 &B_0(A_1B_2 - A_2B_1)^2 + B_1(A_0B_2 - A_2B_0)(A_1B_2 - A_2B_1) + \\
 &+ B_2(A_0B_2 - A_2B_0)^2 = 0.
 \end{aligned} \tag{7.12}$$

Уравнения (7.12) соответствующими подстановками и преобразованиями можно привести к виду

$$\begin{aligned}
 F_1(X, Y, a, b, d, d_1, l, \alpha_0) &= 0; \\
 F_2(X, Y, a, b, d, d_1, l, \alpha_0) &= 0.
 \end{aligned} \tag{7.13}$$

Полученные зависимости (7.13) представляют уравнение траектории центра  $A$ . Однако для работы механизма необходимо, чтобы центр  $A$  описывал вполне определенную кривую, выражаемую некоторой вполне определенной функцией или задаваемой таблицей значений.



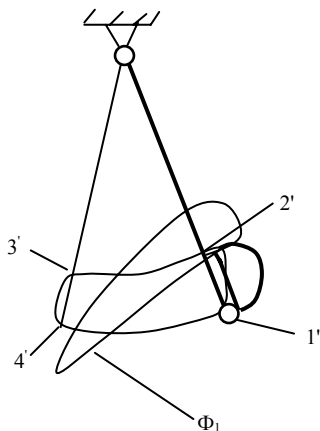


Рис. 7.6. Траектории движения центра  $A$  семизвенного механизма (фрагмент рис. 7.5)

Необходимо отметить, что синтез направляющих механизмов по основным параметрам является задачей сложной и аналитически не всегда выполнимой.

Однако можно вычислить все параметры по методу линейных поправок, но при этом необходимо их определить каким-либо методом, а затем произвести уточнение. Предлагаемый ниже метод позволяет получить величины  $a, b, d, d_1, \alpha_0$  в первом приближении. По конструктивным соображениям считаются известными положения центров  $O_1, O_2, O_3$ , радиус  $R$  заводного рычага  $b$ , максимальный угол поворота  $\Psi_{\max}$ . Условная траектория центра  $A$  может быть задана в виде таблицы значений в системе координат  $X_1O_2Y_1$ . Вид ее задается из условия требуемого характера движения центра  $A$  и наименьшего из возможных значений трения

скольжения контактируемых поверхностей рычага и поворотного сектора (рис. 7.6).

На участке  $1'-2'$  центр  $A$  движется вдоль плоскости рычага. На участке  $2'-3'$  происходят заводка рычага и закрутка торсионного валика, при этом центр  $A$  движется по кривой, эквидистантной окружности радиуса  $R$ . На участке  $3'-4'$  центр  $A$  движется вдоль плоскости рычага, участок  $4'-1'$  соответствует возврату центра в исходное положение.

Определение основных параметров производим в следующем порядке. Независимо от вида траектории точки  $A$ , всегда будут такие два положения, при которых кривошип  $O_1B$  и шатун  $AB$  лежат на одной оси, проходящей через центр  $O_1$ . Эти положения соответствуют полярным точкам траектории (наиболее удаленным и наиболее близко расположенным к центру  $O_1$ ). При заданной угловой траектории таблицей координат  $X, Y$  можно для всех точек найти значения:

$$\begin{aligned} \Phi^2 &= (X - e_1)^2 + (y + f_1)^2; \\ \Phi_{\max}^2 &= (a + d_1)^2; \Phi_{\min}^2 = (-a + d_1)^2, \end{aligned} \quad (7.14)$$

Тогда

$$d_1 = \frac{\Phi_{\max} + \Phi_{\min}}{2}; a = \frac{\Phi_{\max} - \Phi_{\min}}{2}. \quad (7.15)$$

Аналогично для кривошипа  $b$  и шатуна  $d$  получим

$$d + b = D_{\max}; d - b = D_{\min}, \quad (7.16)$$

где  $D_{\max}$  и  $D_{\min}$  соответствуют расстояниям точек траектории от центра  $O_2$ .

Длина кривошипа будет

$$b = 0,5(D_{\max} - D_{\min}); d = 0,5(D_{\max} + D_{\min}). \quad (7.17)$$

Для определения параметра  $\alpha_0$  заставим центр  $A$  двигаться по условной траектории с последовательным прохождением всех точек. В этом случае, решая систему квадратных уравнений, можно найти координаты  $X_B, Y_B$  и  $X_C, Y_C$ ,

$$\begin{aligned} (X - X_B)^2 + (Y - Y_B)^2 &= d_1^2; \\ (X - X_C)^2 + (Y - Y_C)^2 &= d^2, \end{aligned} \quad (7.18)$$

$$\begin{aligned} (X_B - e_1)^2 - (Y - f_1)^2 &= a^2; \\ (X_C - e_2)^2 + (Y_C - f_2)^2 &= b^2. \end{aligned} \quad (7.19)$$

Определив координаты  $X_B, Y_B, X_C, Y_C$  для всех положений центра  $A$  на условной траектории, можно вычислить значения по формуле

$$\alpha_0 = \beta + \alpha; \alpha = \arctg(Y_B / X_B); \beta = \arctg(Y_C / X_C). \quad (7.20)$$

Так как передаточное отношение колес постоянно, то должно быть постоянным значение угла взаимного смещения кривошипов, который определяется как среднее арифметическое

$$\alpha_0 = \sum \alpha_{0i} / N_T,$$

где  $N_T$  – число точек траектории.

### *Исследования узла разрядки*

Узел разрядки предназначен для сообщения необходимой скорости прокладчику точной нити. Кинетическая энергия, которой обладает прокладчик, составляет лишь часть общей энергии системы. После его отрыва детали узла разрядки продолжают движение, обладая значительной кинетической энергией (60...70 % от потенциальной энергии деформированного торсионного валика).

По условиям работы в станке не допускается колебание деталей узла разрядки после разгона прокладчика. Движение погонялки в этот период времени должно быть аperiодическим. В положении равновесия скорость и ускорения звеньев должны быть равны нулю. Процесс торможения системы является одним из центральных. При синтезе механизма необходимо исходить из следующих основных требований:

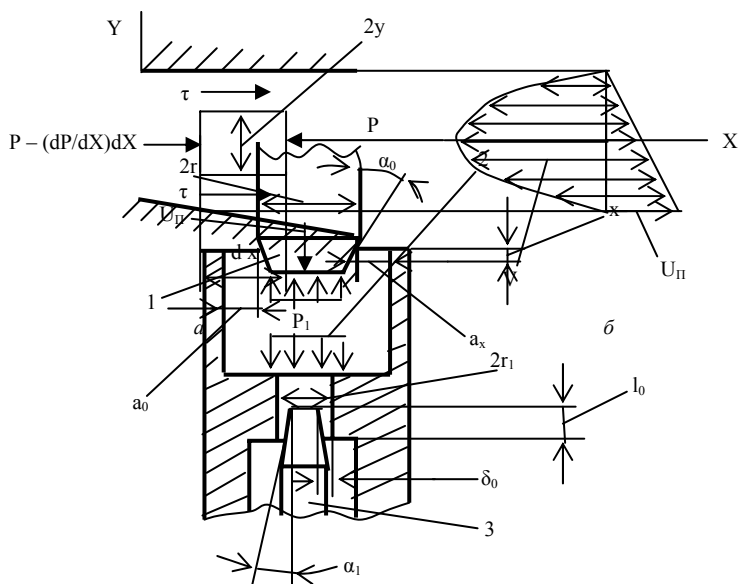
- из плавного нарастания силы;
- возможности полного гашения остаточной кинетической энергии;
- возможности регулировки демпфирования в рабочем диапазоне температур ( $t = 20...70$  °С);

– обеспечения необходимой скорости прокладчика.

На узел разрядки при его работе действуют несколько сил: упругая сила со стороны торсиона (движущая сила); сила сопротивления движению, создаваемая в масляном демпфере; силы трения. При определении давления в масляном демпфере авторы работ [11, 16, 20] исходят из разных предпосылок и соответственно получают разные результаты. Для учета особенностей работы предлагаемой конструкции ниже приводятся формулы, определяющие давление в масляном демпфере. С этой целью рассмотрим конструктивную схему масляного демпфера (рис. 7.7).

Рис. 7.7. Схема работы масляного демпфера для бесчелночных ткацких станков СТБ и Sulzer

Согласно схеме на рис. 7.7 плунжер 1 при движении системы в процессе разрядки в определенный момент времени достигает поверхности  $A$  полости 2 демпфера.



При этом зазор между плунжером и стенками полости 2 не представляет большого сопротивления движению ему. При дальнейшем перемещении плунжера вниз уменьшается зазор  $a_x$  и резко повышается давление  $P_1$  в замкнутом пространстве полости 2. Повышение сил сопротивления движению плунжера снижает кинетическую энергию подвижных частей системы, имеющих с ним кинематическую связь. Величины сил сопротивления будут зависеть от многих факторов, в том числе от вязкости жидкости, сжимаемости жидкости, величины зазоров и др.

Определим перепад давления в полости 2 для преодоления сил вязкого сопротивления, решая задачу истечения жидкости через узкую кольцевую щель при значительном перепаде давления вдоль щели переменного сечения.

Рассмотрим распределение скоростей движения жидкости по сечению щели при неподвижном плунжере (рис. 7.8).

Рис. 7.8. Схема распределения скоростей движения жидкости

Выделим в зазоре элемент жидкости длиной  $dx$ , шириной, равной единице, и высотой  $2y$ . На выделенный объем действуют силы трения  $\tau$  и давление  $P$ . Как известно [7],

$$\tau = \mu \frac{dV}{dY},$$

где  $\mu$  – коэффициент вязкости жидкости;  $dV/dY$  – градиент скорости по высоте щели.

Запишем равновесие выделенного объема

$$\left[ P - \left( P - \frac{dP}{dX} dX \right) \right] 2Y1 = 2\mu \frac{dV}{dY} dX1; \quad (7.21)$$

$$\frac{dV}{dY} = \frac{dP}{dX} \frac{1}{\mu} Y.$$

Учитывая, что  $\mu$  и  $dP/dX$  – величины постоянные, и имея в виду  $Y = a_x/2$ ,  $V = 0$ ,  $C_0 = - (dP/dX)(a_x^2/8\mu)$ , где  $C_0$  – постоянная интегрирования, получим

$$V = \frac{dP}{dX} \frac{1}{2\mu} \left( Y^2 - \frac{a_x^2}{4} \right). \quad (7.22)$$

Так как торец плунжера движется со скоростью  $U_{\Pi}$  в направлении, противоположном движению в зазоре, то распределение скоростей с учетом [7] будет

$$V = \frac{dP}{dX} \frac{1}{2\mu} \left( Y^2 - \frac{a_x^2}{4} \right) - \left( \frac{1}{2} - \frac{Y}{a_x} \right) U_{\Pi}. \quad (7.23)$$

Единичный расход через щель

$$Q_1 = \int_S V dS,$$

где  $S$  – площадь щели.

$$Q_1 = - \left( \frac{dP}{dX} \frac{a_x^3}{12\mu} + \frac{U_{\Pi} a_x}{2} \right). \quad (7.24)$$

Полный расход масла через кольцевую щель, образуемую плунжером и отверстием корпуса, определится как

$$Q_1 = -2\pi r \left( \frac{dP}{dX} \frac{a_x^3}{12\mu} + \frac{U_{\Pi} a_x}{2} \right). \quad (7.25)$$

Величина коэффициента динамической вязкости зависит от перепада давления и температуры [6]:

$$\mu = \mu_1 \exp \left[ (P - P_1) \left( \sigma + \frac{k_T \lambda}{\rho c_T} \right) \right], \quad (7.26)$$

где  $\mu_1$  – вязкость масла в рабочей камере;  $P$  – давление в щели;  $P_1$  – давление в камере сжатия;  $\sigma = (0,002 \dots 0,003) \text{ см}^2/\text{кг}$  – коэффициент давления для минеральных масел;  $k_T$  – коэффициент, учитывающий долю работы сил вязкости, перешедшей в тепло;  $\lambda = (0,02 \dots 0,03) \text{ град}^{-1}$  – коэффициент температуры для минеральных масел;  $\rho$  – плотность жидкости;  $c_T$  – коэффициент теплоемкости.

Учитывая, что

$$\mu_1 = \mu_0 \exp(P_1 \sigma), \quad (7.27)$$

где  $\mu_0$  – вязкость при атмосферном давлении, и что переменный зазор в сечении щели определяется зависимостью  $a_x = a_0 - x \text{tg} \alpha_0$ , для полного расхода масла через кольцевую щель можно воспользоваться зависимостью

$$2U_{\Pi} \pi r \frac{B_x}{A_x} + Q_1 = \frac{\pi r \text{tg} \alpha_0}{W 3\mu_0 A_x} \left[ \exp \left( P_1 \frac{k_T \lambda}{\rho c_T} \right) - \exp(-P_1 \sigma) \right], \quad (7.28)$$

где

$$B_x = \frac{1}{a_0 - x \text{tg} \alpha_0} - \frac{1}{a_0}; \quad A_x = \frac{1}{(a_0 - x \text{tg} \alpha_0)^2} - \frac{1}{a_0^2}; \quad W = \sigma + \frac{k_T \lambda}{\rho c_T}.$$

При выдавливании масла через щель между регулировочной иглой и отверстием в корпусе расход будет

$$Q_2 = \frac{\pi r \text{tg} \alpha_1}{3\mu_0 W A'} \left[ \exp \left( P_1 \frac{k_T \lambda}{\rho c_T} \right) - \exp(-P_1 \sigma) \right], \quad (7.29)$$

где

$$A' = \frac{1}{(\delta_0 - l_0 \text{tg} \alpha_1)^2} - \frac{1}{\delta_0^2};$$

$r_1$  – радиус отверстия регулировочной иглы;  $\alpha_1$  – угол конуса регулировочной иглы;  $\delta_0$  – начальный зазор регулировочной иглы;  $l_0$  – глубина захода иглы в регулировочное отверстие.

Суммируя выражения, определяющие  $Q_1$  и  $Q_2$ , получим

$$(Q_1 + Q_2) + 2\pi r U_{\Pi} \frac{B_x}{A_x} = \left( \frac{\pi r \operatorname{tg} \alpha_0}{3\mu_0 W A'} + \frac{\pi r_1 \operatorname{tg} \alpha_1}{3\mu_0 W A'} \right) E_P, \quad (7.30)$$

где  $Q_1 + Q_2 = Q$  – суммарный расход жидкости через щели;

$$E_{P_1} = \exp\left(P_1 \frac{k_T \lambda}{\rho c_T}\right) - \exp(-P_1 \sigma).$$

Если не учитывать сжимаемость жидкости, то суммарный расход определится

$$Q = \pi r^2 U_{\Pi}. \quad (7.31)$$

Тогда

$$2\pi r U_{\Pi} \frac{B_x}{A_x} + \pi r^2 U_{\Pi} = \left( \frac{\pi r \operatorname{tg} \alpha_0}{3\mu_0 W A_x} + \frac{\pi r_1 \operatorname{tg} \alpha_1}{3\mu_0 W A'} \right) E_P. \quad (7.32)$$

Перепишем выражение (7.32) в виде, удобном для анализа:

$$3\mu_0 W r U_{\Pi} \operatorname{tg} \alpha_0 \frac{1 + \frac{2B_x}{rA_x}}{\frac{1}{A_x} + \frac{r_1 \operatorname{tg} \alpha_1}{r \operatorname{tg} \alpha_0 A'}} = E_{P_1}. \quad (7.33)$$

Расчеты, проведенные для правой части уравнения (7.33), указывают на сложную зависимость, позволяющую сделать вывод, что при давлениях  $50 \leq P_1 \leq 400$  они практически имеют линейную функцию, а при  $0 \leq P_1 \leq 50$  кГ/см<sup>2</sup> наблюдается отклонение от линейности.

Если пренебречь тем отклонением от линейности, которое имеет место при малых давлениях, так как работа демпфера происходит при значительно больших значениях, чем 50 кГ/см<sup>2</sup>, то можно будет вычислять давление по упрощенной зависимости

$$P_1 = 1,26\mu_0 r \operatorname{tg} \alpha_0 U_{\Pi} F(x) - 14,7, \quad (7.34)$$

$$F(x) = \frac{1 + \frac{2B_x}{rA_x}}{\frac{1}{A} + \frac{r_1 \operatorname{tg} \alpha_1}{r \operatorname{tg} \alpha_0 A'}}.$$

Из уравнения (7.34) следует, что давление в масляном демпфере является функцией первой степени скорости плунжера  $U_{\Pi}$  и некоторой геометрической характеристики  $F(x)$ .

Скорость полета прокладчиков для рассматриваемой схемы определится

$$V^{\text{ч}} = V_A \cos(\varphi - \alpha_2), \quad (7.35)$$

где

$$V_A = \omega l_A = l_V \dot{x} l_A, \quad (7.36)$$

$\alpha_2$  – угол начального отклонения погонялки от вертикали;  $\omega$  – угловая скорость погонялки;  $l_V$  – коэффициент скорости, учитывающий конструктивное исполнение привода плунжера;  $\dot{x}$  – скорость плунжера.

Так как расчетчика интересует максимальное значение скорости, то

$$V_{\text{max}}^{\text{ч}} = l_V l_A \dot{x}_{\text{max}} \cos(\varphi_0 - \varphi' - \alpha_2) \quad (7.37)$$

Расчетные значения скорости для двух значений  $a = 0,01$  и  $0,02$  приведены на рис. 7.9 при  $l_V = 0,69$ ;  $l_A = 0,18$ ;  $\alpha_2 = 5^{\circ}$ . Из сравнения полученных значений с результатами, представленными в работе [16], следует, что с разомкнутой кинематической цепью скорость полета прокладчиков при угле заводки торсионного валика на  $30^{\circ}$  составила  $30 \dots 31$  м/с, а для механизма, эксплуатируемого промышленностью, –  $22,5 \dots 24$  м/с.

Рис. 7.9. Графики изменения скорости полета прокладчиков:

1 –  $a_0 = 0,02$  см; 2 –  $a_0 = 0,01$  см

Графики изменения скорости (рис. 7.9) получены из анализа дифференциального уравнения движения для механизма разгона, конструкция которого приведена на

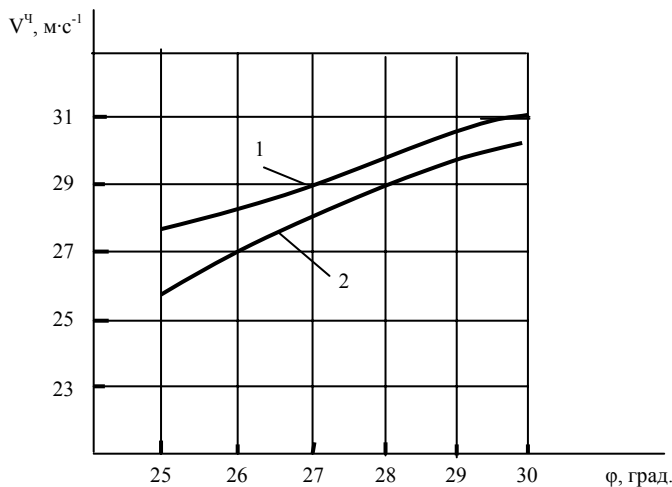


рис. 7.10.

Определение параметров механизма разгона играет решающую роль в создании благоприятных условий работы всей конструкции. Механизм имеет одну степень подвижности, поэтому дифференциальное уравнение движения запишется

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x} = Q, \quad (7.38)$$

где  $T$  – кинетическая энергия системы;  $Q$  – обобщенная сила.

Кинетическая энергия

$$T = T_1 + T_2 + T_3, \quad (7.39)$$

где  $T_1$  – кинетическая энергия прокладчика уточной нити;  $T_2$  – кинетическая энергия комплекта вращающихся деталей (труба 1, погонялка 2, кулачок 4, рычаг 7);  $T_3$  – кинетическая энергия плунжера 6.

Кинетическая энергия  $T_1$

$$T_1 = 0,5m_{\text{ч}}l_A^2 \cos^2(\varphi - \alpha_2)\dot{\varphi}^2, \quad (7.40)$$

где  $m_{\text{ч}}$  – масса прокладчика;  $l_A$  – радиус плеча;  $\varphi$  – угол поворота погонялки;  $\alpha_2$  – угол начального отклонения радиуса контакта от вертикали.

Принимая

$$\dot{\varphi} = \dot{x}/l; \cos^2(\varphi - \alpha_2) \approx 0,97 \dots 1,0,$$

получаем

$$T_1 = 0,5m_{\text{ч}} \frac{l_A^2}{l^2} \dot{x}^2. \quad (7.41)$$

Кинетическая энергия вращающихся деталей (торсион, боевая труба, погонялка) определится

$$T_2 = 0,5J\dot{x}^2/l^2, \quad (7.42)$$

где  $J$  – момент инерции деталей относительно оси вращения.

Кинетическая энергия для плунжера

$$T_3 = 0,5m_{\text{п}}\dot{x}^2,$$

где  $m_{\text{п}}$  – масса плунжера.

Суммируя энергии всех звеньев, получаем выражение для определения приведенной массы

$$m = m_{\text{ч}} \frac{l_A^2}{l^2} + \frac{J}{l^2} + m_{\text{п}}. \quad (7.44)$$

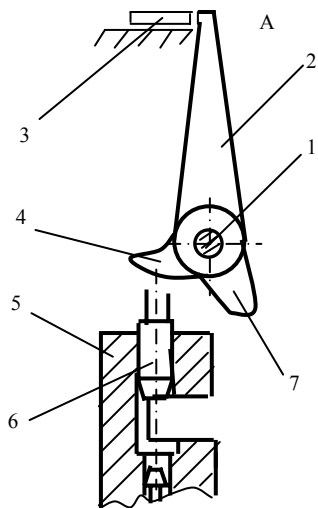


Рис. 7.10. Механизм разрядки



Дифференциальное уравнение движения с учетом (7.41)...(7.45) запишется

$$m\ddot{x} = Q. \quad (7.45)$$

При изучении движения системы необходимо рассмотреть два основных этапа, отличающихся значением обобщенной силы.

1. Разгон системы при раскручивании торсионного валика до момента начала действия масляного демпфера. На этом этапе полагаем, что силы сопротивления малы в сравнении с движущими силами и ими можно пренебречь.

2. Движение системы при действии масляного демпфера, создающего значительные силы сопротивления. На этом этапе происходит отрыв прокладчика от погонялки в момент равенства движущих сил силам сопротивления и уменьшение приведенной массы системы на величину массы прокладчика.

#### *Первый этап*

Дифференциальное уравнение движения будет иметь вид (7.45), правая часть его, представляющая обобщенную силу, найдется из выражения виртуальных работ всех сил, действующих на систему на возможном бесконечно малом перемещении:

$$\delta A = M\delta\varphi, \quad (7.46)$$

где

$$M = c_1(\varphi_0 - \varphi).$$

Перемещение и скорость движения системы на первом этапе определяются

$$\begin{aligned} x &= \varphi_0 l \left( 1 - \cos \sqrt{\frac{c_1}{l^2 m}} t \right); \\ \dot{x} &= \varphi_0 \sqrt{\frac{c_1}{m}} \sin \sqrt{\frac{c_1}{l^2 m}} t. \end{aligned} \quad (7.47)$$

Задаваясь значениями  $\varphi_0$  и  $x_1$ , соответствующими окончанию первого этапа, можно определить начальные условия для второго этапа.

#### *Второй этап*

На втором этапе движения плунжера вступает в работу масляный демпфер, тормозящий систему. Как только силы сопротивления станут равными движущим силам (максимум скорости), от системы отделится прокладчик, который будет продолжать свое движение. При этом уменьшится приведенная масса системы, а скорость движения ее должна быть погашена до нулевого значения.

Как и на первом этапе, движение системы описывается дифференциальным уравнением (7.45), а правая часть найдется на основании виртуальных работ на возможных малых перемещениях:

$$\delta A = M\delta\varphi - P_1\pi r^2\delta x = \left[ \frac{c_1}{l} \left( \varphi_0 - \frac{x}{l} \right) - P_1\pi r^2 \right] \delta x. \quad (7.48)$$

Подставив значение давления в масляном демпфере  $P_1$  в (7.48), используя при этом выражение (7.34) и произведя преобразования, получим

$$m\ddot{x} + 7,73\mu_0\varphi(x)\dot{x} - 3950(\varphi_0 - x/l) - 72 = 0, \quad (7.49)$$

где

$$\varphi(x) = \frac{r \left[ a_0^2 - (a_0 - x \operatorname{tg} \alpha_0)^2 \right] + 2x \operatorname{tg} \alpha_0 a_0 (a_0 - x \operatorname{tg} \alpha_0)}{r \operatorname{tg} \alpha_0 a_0^2 (a_0 - x \operatorname{tg} \alpha_0)^2 + \frac{r_1 \operatorname{tg} \alpha_0}{A'} \left[ a_0^2 - (a_0 - x \operatorname{tg} \alpha_0)^2 \right]}. \quad (7.50)$$

Начальные условия при решении дифференциального уравнения движения были приведены выше.

Аналогичным будет уравнение и тогда, когда от системы отделится прокладчик, только масса уменьшится.

Полученные дифференциальные уравнения движения являются нелинейными уравнениями второго порядка и общего решения не имеют.

Для решения дифференциального уравнения движения (7.49) была применена стандартная программа, с использованием метода Милна [17]. Достоинством указанного метода является возможность решения нелинейного дифференциального уравнения движения с заданной точностью. Для этого были заданы значения параметров и начальные условия, определяемые из решения его на первом этапе движения системы.

Путь, который пролетает прокладчик, зависит от модификации ткацкого оборудования. Так как модели станков отличаются заправочной шириной, скоростью вращения главного вала, то для каждой модели станка боевой механизм будет иметь различные характеристики: угол закручивания торсионного валика, скорость полета прокладчика и др.

В связи с тем, что существуют начальная скорость, величину которой обеспечивает механизм, и конечная, которая зависит от сопротивлений, возникающих на пути движения прокладчика, необходимо первоначальную скорость повышать на величину ее потери при его движении. Исследования показывают, что падение скорости подчиняется линейному закону (движение с постоянным замедлением). Величина перепада ее в начале и конце полета значительно зависит и от вида перерабатываемой пряжи (номера утка).

На рис. 7.11 показан график зависимости коэффициента снижения скорости  $k_V = f(V_0, N)$ , где  $V_0$  – начальная скорость прокладчика,  $N$  – номер утка, характеризующий свойства перерабатываемой пряжи.

Принимаем

$$k_V = \Delta V / V_0 l_3, \quad (7.51)$$

где  $l_3$  – длина участка полета прокладчика.

Из графиков на рис. 7.11 видно, что для более высоких номеров пряжи с увеличением начальной скорости растет значение коэффициента снижения скорости на единицу длины полета прокладчика. Для низких номеров пряжи (тяжелые ткани) коэффициент остается практически постоянным по отношению к начальной скорости полета. Зная значение необходимой средней скорости полета прокладчиков, можно определить требуемую начальную скорость

$$V_0 = V_{cp} + 0,5\Delta V, \quad (7.52)$$

где  $\Delta V$  равно разности между значениями начальной и конечной скоростей полета.

$$\Delta V = V_0 S k_V. \quad (7.53)$$

Тогда

$$V_0 = S / [t_{max} (1 - 0,5 S k_V)]. \quad (7.54)$$

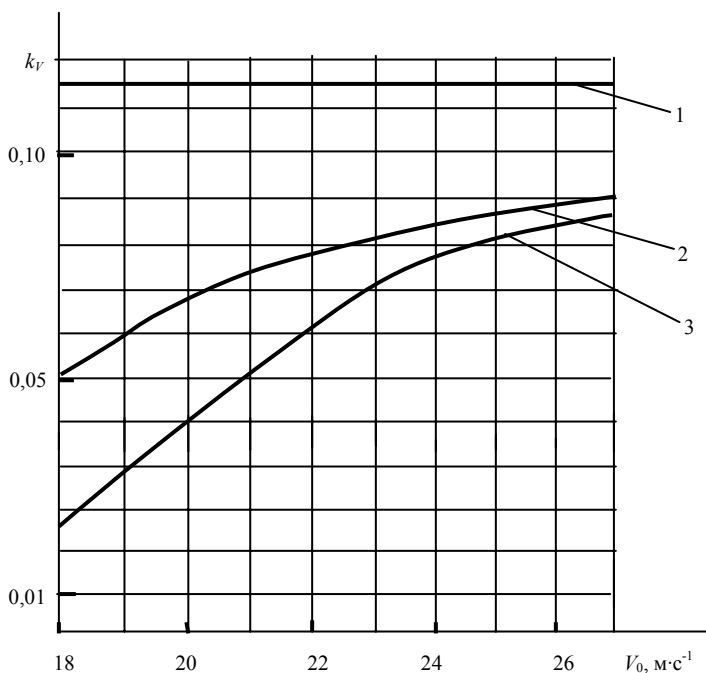



Рис. 7.11. Графики изменения коэффициента снижения скорости:  
 1 –  $N = 217,4$  Т; 2 –  $N = 133,3$  Т; 3 –  $N = 62,5$

 Значения коэффициента  $k_V$  находятся для средней скорости (рис. 7.11), а затем по мере последовательного приближения уточняется его величина с требуемой точностью.

После определения значений начальной скорости полета прокладчиков для конкретной модели ткацкого станка можно найти требуемый угол заводки торсионного валика в соответствии с графиками, приведенными на рис. 7.10.

Как показывают исследования, все основные параметры механизма зависят от угла заводки торсионного валика, что позволяет выбрать их так, чтобы обеспечить прокладку утка при наименьших энергозатратах.

## **ГЛАВА 8**

### ***ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН***

Экспериментальные исследования динамики рабочего процесса механизмов предполагают определение реальных кинематических характеристик (перемещений, скоростей, ускорений), давлений, деформаций и напряжений в наиболее ответственных деталях и являются важным этапом в процессе создания новых конструкций. При этом проведение экспериментальных исследований преследует получение, во-первых, данных, необходимых для проверки правильности теоретических решений, и, во-вторых, единственной информации о происходящих в механизмах или машинах процессах, когда теоретическое решение затруднительно и связано с громоздкими математическими вычислениями.

Так как основным условием в результатах эксперимента является прежде всего их достоверность, то отсюда вытекают все те требования, которые предъявлялись к датчикам, измерительной аппаратуре, тарировочным приспособлениям:

- наиболее короткая измерительная цепь;
- датчики, тарировочные приспособления должны быть просты по конструкции, малоинерционны, стабильны в показаниях, должны обладать хорошей линейностью в пределах измеряемого диапазона;
- вся измерительная аппаратура и приборы должны быть достаточно высокого класса точности, чтобы ошибка измерения параметров исследуемого процесса была минимальной.

Так как измерение параметров производилось одним и тем же инструментом (прибор, аппаратура, датчики) при неизменных условиях и с одинаковой точностью, то случайные ошибки, определяющие погрешность измерения, распределяются по нормальному закону [9].

#### **8.1. Экспериментальные исследования параметров механизмов с помощью тезометрирования**

Ниже приводятся конкретные датчики и их описания для измерения параметров технологических машин при их работе в лабораторных условиях или при эксплуатации на рабочем месте.

Напряжения, деформации и усилия в технологических машинах производились с помощью проволочных или полупроводниковых датчиков.

Напряжения линейно связаны с нагрузкой, будь то сила, момент или распределенная нагрузка, поэтому ток на выходе усилителя (при измерениях с помощью тензодатчиков) прямо пропорционален приложенной нагрузке. Напряжения также линейно связаны с деформацией (удлинение, прогиб, угол поворота), поэтому проволочные датчики могут быть использованы для измерения напряжений, сил и деформаций.

Различие в использовании датчиков для этих целей заключается в методах тарировки.

Наиболее просто тарировка датчиков выполняется путем приложения к деталям (деталю – датчику), на которые они наклеены, известных нагрузок.

Однако в целом ряде случаев проведение непосредственной тарировки датчиков затруднительно. Так, например, в сложных рамных и других статически неопределимых конструкциях расчет напряжений от действия известной нагрузки аналитическими методами представляет определенные трудности. В деталях сложной формы трудно создать, например, напряжения изгиба, не вызывая при этом напряжений кручения и т. д. Могут встретиться случаи, когда для тарировки необходимы значительные нагрузки, приложение которых требует применения сложных устройств (прессов, разрывных машин и т. д.) и проведение непосредственной тарировки практически затруднительно.

В этом случае переход к величинам деформаций и напряжений приходится выполнять аналитически, основываясь на тензочувствительности датчика. Она зависит от материала, из которого он сделан.

При этом используются усилитель на несущей частоте и мостовая схема включения датчика.

Совместное действие изгиба и растяжения имеет место во многих деталях технологических машин. В этом случае датчики должны быть наклеены на одинаковом расстоянии по обе стороны нейтральной оси. При изгибе на датчики действуют равные по величине, но различные по знаку деформации. В этом случае деформации равны по величине и по знаку. При этом датчики включаются в смежные плечи моста. Если на оба датчика действуют деформации растяжения, происходит взаимная компенсация и напряжение на выходе моста равно нулю. Таким образом, при совместном действии изгиба и растяжения будут регистрироваться лишь деформации изгиба.

Включая те же датчики в противоположные плечи моста, можно добиться обратного результата – при растяжении чувствительность моста удвоится, а при изгибе – станет равна нулю, поэтому будет регистрироваться только напряжение растяжения.

При совместном действии изгиба и кручения, когда необходимо отделить их деформации, следует датчики наклеивать под углом  $45^{\circ}$  к оси (в направлении максимальных нормальных напряжений). В этом случае изменения сопротивления датчиков при действии напряжений кручения оказываются разного знака, а при действии напряжений изгиба – одинакового знака. Включение наклеенных датчиков в соседние плечи моста дает возможность регистрировать только напряжения кручения, так

как напряжения изгиба при этом взаимно компенсируются. Расположение места наклейки датчиков вблизи опоры уменьшает абсолютную величину изгибных напряжений.

Полупроводниковые датчики обладают большей чувствительностью по отношению к проволоочным, поэтому при регистрации напряжений они не требуют усиленной аппаратуры.

Во многих деталях технологических машин в процессе эксплуатации возникает сложное напряженное состояние, обусловленное как конфигурацией детали, так и совместным действием нескольких сил и моментов. Определить направление действия главных напряжений в таких случаях весьма затруднительно. Ошибка в ориентации датчиков на исследуемой детали приводит к ошибке при тарировке, так как при этом большей частью воспроизводится лишь одна основная нагрузка, характерная для работы детали. В связи с этим датчики предлагается располагать на деталях так, чтобы они были чувствительны к определенной нагрузке. Расположение проволоочных датчиков и схема их включения в измерительный мост различны и зависят от измеряемой деформации.

Применение проволоочных и полупроводниковых датчиков не изменяет ни моментов инерций, ни жесткостных характеристик деталей и позволяет с высокой точностью и без искажения фиксировать все быстротекущие процессы динамического нагружения деталей. При записи исследуемых процессов на ленту осциллографа необходимо обращать внимание на частотный диапазон усилительной и регистрирующей аппаратуры. Рабочие частоты усилителей и шлейфов должны быть, по крайней мере, в пять раз больше максимальной частоты исследуемых процессов. В противном случае максимальные величины динамических нагрузок и характер их нарастания могут быть искажены.

При экспериментальных исследованиях регистрируют:

- нагрузки, определяющие статическую (динамическую) прочность деталей;
- нагрузки, от которых зависит усталостная прочность деталей;
- нагрузки, связанные с различными видами колебаний и вибраций;
- нагрузки, определяющие износостойкость деталей.

Применение метода тензометрирования рассмотрим на конкретном примере, который был использован авторами для определения динамических характеристик механизма прибора (рис. 8.1).

Исследования упругих колебаний системы батана, представляющей ведомую часть механизма прибора, при изменяющихся конструктивных параметрах, а также выбор рациональных режимов эксплуатации представляют сложную и актуальную задачу.

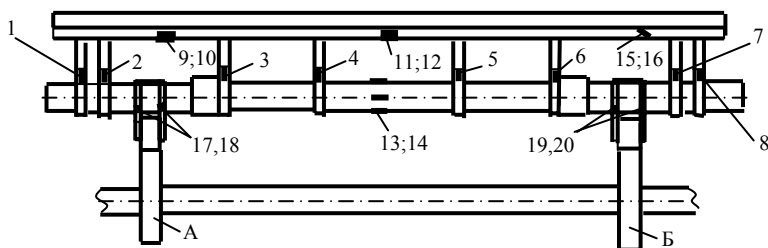


Рис. 8.1. Схема расположения тензодатчиков: А, Б – приводные кулачки

Устройство и работа механизма прибора были приведены ранее.

Эксперимент проводился при выработке ткани артикула 72017 (шотландка) при различных режимах:

- при постоянной плотности по утку и переменных скоростях вращения главного вала станка;
- при постоянной скорости вращения главного вала станка и переменной плотности по утку.

В качестве усилительной аппаратуры использовали усилитель 8АНЧ–7М, деформации регистрировались осциллографом Н–102 с помощью тензодатчиков, схема расположения которых показана на рис. 8.1. Схема включения датчиков потенциометрическая. На рисунке цифрами 1–8 обозначены датчики, с помощью которых определялось распределение сил и моментов, действующих на систему батана. Датчики 9–12 регистрировали деформации бруса батана в двух взаимно перпендикулярных направлениях. Изгибные деформации подбатанного вала регистрировались датчиками 13, 14, крутильные – датчиками 15, 16, расположенными под углом 45° по отношению к его оси. Кроме того, для определения усилий в паре кулачок – ролик были изготовлены специальные датчики, выполненные в виде полых осей, с наклеенными внутри тензодатчиками, которые использовались вместо существующих осей для роликов. Время деформации и амплитуда при деформациях ткани определялись с помощью специального датчика, выполненного в форме скобы. Датчик к ткани присоединялся с помощью специальной системы игл, закрепленных в лапках скобы. Тензодатчики наклеивались на наружную и внутреннюю стороны, схема присоединения датчиков – потенциометрическая. Величина приборной полоски определялась с помощью специального датчика, выполненного в форме балки, с наклеенными датчиками. Схема расположения специальных датчиков приведена на рис. 8.2.

На рисунке представлены фрагмент ткани с нитями основы и схема расположения датчика–скобы и датчика балки в рабочем состоянии. Основные механизмы ткацкого станка специально упущены из-за сложности их воспроизведения.

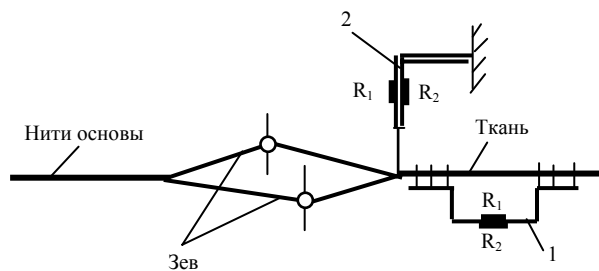


Рис. 8.2. Схема расположения датчиков: 1 – датчик–скоба; 2 – датчик–балка

Результаты экспериментальных исследований обрабатывались на основе статистических методов. При непосредственной регистрации деформаций исследуемых деталей датчиками омического сопротивления можно измерять все основные эле-

менты колебательного процесса [32]. Точность эксперимента будет зависеть от количества и точности проведенных независимых опытов. Проведенные статистические исследования показали, что изменения инерционно массовых характеристик составляют не более 1 % от среднестатистического. Жесткости элементов системы батана при изгибе и кручении можно принять постоянными, не зависящими от условий сборки и наладки. Эксперимент можно проводить на станке одного из типоразмерного ряда, а полученные характеристики и свойства относить ко всему типоразмерному ряду.

Чтобы определить наиболее вероятное значение характеристик, при измерениях параметров необходимо знать число опытов для получения результатов с достаточной для практических целей достоверностью. Согласно [9] для определения среднеквадратичной ошибки будем иметь

$$\sigma_{\bar{x}} = \sigma / \sqrt{n}, \quad (8.1)$$

где  $\sigma_{\bar{x}}$  – среднеквадратичная ошибка;  $\sigma$  – среднеквадратичное отклонение;  $n$  – количество опытов.

Тогда

$$t = \Delta \sqrt{n} / \sigma, \quad (8.2)$$

где  $t$  – нормированное отклонение средней;  $\Delta$  – допускаемая погрешность измерения.

На основании (8.1) и (8.2) можно записать

$$n = \sigma^2 t^2 / \Delta^2. \quad (8.3)$$

При заданной допускаемой погрешности  $\Delta$  и степени надежности  $P$  выражение (8.3) позволяет вычислять необходимое количество опытов. Значение параметра  $t$  при этом определялось исходя из заданного значения  $P$  по таблицам интеграла вероятности [9].

Для рассматриваемого случая  $P = 0,99$ ;  $t = 2,9$  получили  $n = 8,4$  при  $\Delta = 0,05$ .

Для определения поведения системы в динамических условиях необходимо знать, какой из элементов является основным. С этой целью эксперимент проводился при рабочих режимах как для общей сборки при записях деформаций с бруса батана, лопастей, подбатанного вала, так и без бруса, лопастей при регистрации деформаций с подбатанного вала.

Запись деформаций при изгибе и кручении показала, что определяющим поведением системы является подбатанный вал, а лопасти, брус, бердо можно рассматривать как маховые массы, сосредоточенные в местах крепления лопастей.



Из типовых осциллограмм деформаций (рис. 8.3) видно, что брус батана и подбатанный вал имеют одинаковый период и характер вынужденных и свободных колебаний. Характер колебаний в обоих случаях затухающий. Затухание происходит значительно позднее  $140^\circ$ , а в этот момент должен начать свое движение прокладчик уточной нити.

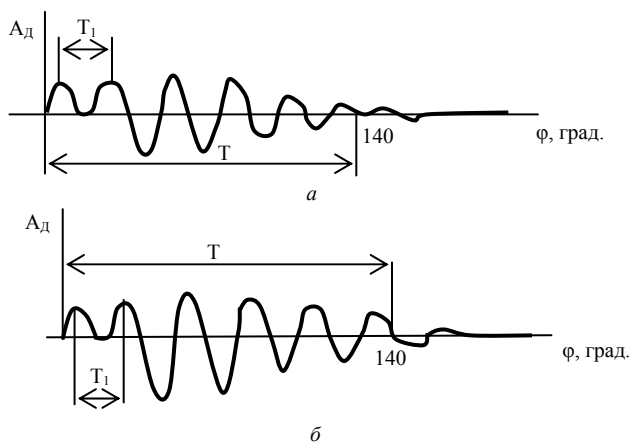


Рис. 8.3. Фрагменты осциллограмм деформаций подбатанного вала и бруса батана:  
 1 – деформации бруса батана; 2 – деформации подбатанного вала

Осциллограмма деформаций подбатанного вала при снятом брусом с бердом отличается значением максимальной амплитуды, которая уменьшилась в 2,43 раза, и небольшим повышением частоты свободных колебаний.

В результате обработки осциллограмм удалось выявить картину деформаций лопастей по ширине заправки ткацкого станка (рис. 8.4).

На рис. 8.4 в верхнем ряду обозначены порядковые номера лопастей, слева величины относительных деформаций в начале работы механизма прибора и в конце. В начале движения деформации обозначены штриховой линией, а в конце – сплошной.

Для определения максимальных деформаций подбатанного вала в динамических условиях эксперимент проводился при переменных плотностях по утку от 15 н/см до 26 н/см с шагом 2 н/см. При этом скорость вращения главного вала станка оставалась постоянной. Аналогичный эксперимент был проведен при постоянной плотности ткани с переменной скоростью вращения главного вала станка от 180 до 300 об/мин. Предварительные выставочные и наладочные параметры станка оставались во время проведения эксперимента постоянными. Запись осциллограмм производилась с датчиков 13 и 14 (см. рис. 8.1). Типовые осциллограммы деформаций подбатанного вала приведены на рис. 8.5.



Рис. 8.4. Схема относительных деформаций лопастей

Рис. 8.5. Фрагменты типовых осциллограмм деформаций подбатанного вала:  
1 – при плотности по утку 23 н/см.; 2 – при плотности 14 н/см

В результате обработки экспериментальных данных осциллограмм определялись частота свободных колебаний и время действия прибойного импульса. Частота свободных колебаний подбатанного вала составила  $\omega_c = 565 \text{ с}^{-1}$ . Время деформации его определялось методом сравнения осциллограмм, полученных при записи их с определенной плотностью, с осциллограммами, полученными при работе на холостом ходу.

На основании экспериментальных данных построен график, указывающий на изменение роста нагрузок на подбатанный вал (рис. 8.6).

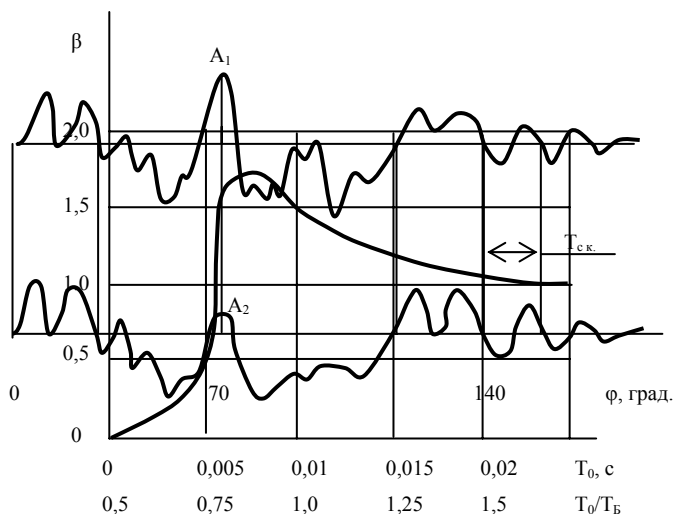
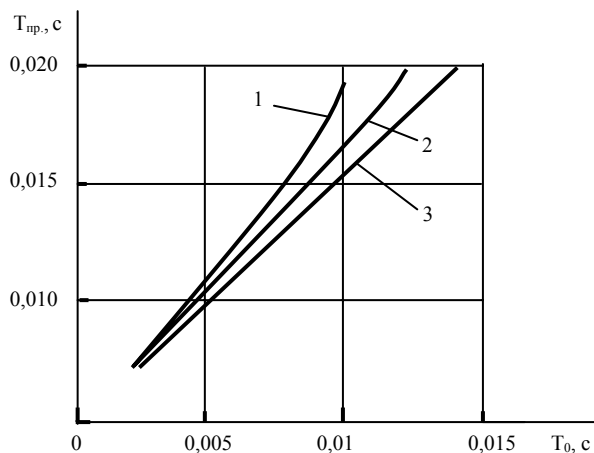


Рис. 8.6. График изменения изгибных деформаций подбатанного вала в зависимости от технологической нагрузки

Поскольку на станках СТБ вырабатывают самые разнообразные ткани, время деформации подбатанного вала при выработке ткани определенного артикула может наблюдаться и для других конструкций, не подвергнутых испытаниям. В таком случае, если для графика, приведенного на рис. 8.6, по оси абсцисс отложить отношение  $T_0/T_B$ , то этот график будет указывать на коэффициент роста нагрузок для гаммы станков типа СТБ с произвольным числом приводных кулачков для системы батана.

Время деформации ткани во время прохождения батаном прибойной полосы определялось с помощью специального датчика, выполненного в виде скобы, величина прибойной полосы датчиком-балкой (рис. 8.2, поз. 1, 2).

В результате проведенного эксперимента построен график (рис. 8.7), указывающий на зависимость времени деформации подбатанного вала от времени деформа-



ции ткани. Эксперимент проводился для трех видов тканей: шотландки; джинсовой; бельтинга.

Рис. 8.7. Графики изменения времени деформации подбатанного вала от времени деформации ткани: 1 – шотландка (арт. 72017); 2 – джинсовая ткань (арт. Н-192); 3 – бельтинг

Нагрузки в паре кулачок–ролик определялись датчиками 17...20, расположенными на проушинах подбатанного вала. Эксперимент проводился для механизма, использованного в серийных станках и с новым законом движения системы батана (см. рис. 6.1). Нагрузки определялись при переменных зазорах в паре кулачок–ролик с помощью специального приспособления с применением индикаторов часового типа. Интервал изменения зазоров составил от 0,02 до 0,4 мм. Эксперимент проводился как для схемы батанного механизма, в конструкции которого предусмотрена продольно-свертная квадратная муфта, так и для клеммовой, скрепляющей валы для роликов и соединительные валы. Интервал изменения частот составил от 220 до 350 об/мин.

В результате обработки осциллограмм построены графики, указывающие на изменение роста нагрузок в зависимости от зазора (рис. 8.8), где по оси ординат отложен коэффициент роста нагрузок, а по оси абсцисс величина зазора. Результаты экспериментов приведены как для серийных, так и предлагаемого авторами закона движения батана.

Графики, приведенные на рис. 8.8, указывают на сложный характер изменения коэффициентов роста нагрузок на проушины механизма прибора уточных нитей, но очевидно, что нагрузки значительно уменьшаются при применении нового закона, предложенного авторами настоящей работы.

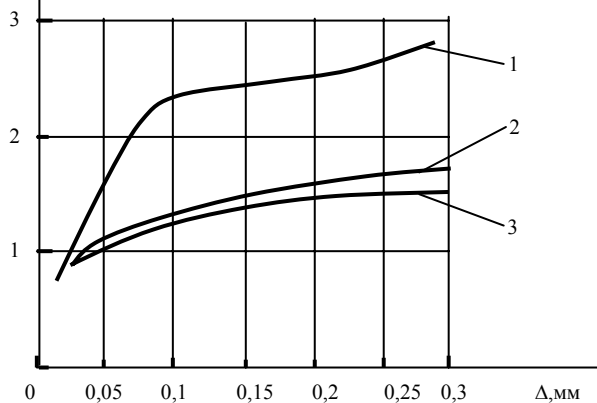


Рис. 8.8. Графики изменения коэффициентов роста нагрузок на проушины:  
 1 – для станков серийного производства; 2 – с продольно-свертными квадратными муфтами и новым законом; 3 – с клеммовой муфтой и новым законом

Логарифмический декремент колебаний при изгибе подбатанного вала определялся в соответствии с экспериментальными данными деформаций подбатанного вала, приведенными на рис 8.9.

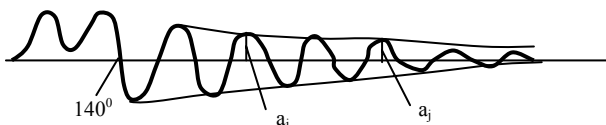


Рис. 8.9. Фрагмент осциллограммы для обработки экспериментальных данных при определении логарифмического декремента колебаний

Согласно методу Сорокина [5]

$$\Psi = 2\gamma = \frac{2}{J-i} \ln \frac{a_i}{a_j}, \quad (8.4)$$

где  $\Psi$  – коэффициент затухания;  $\gamma$  – логарифмический декремент колебаний;  $a_i$ ,  $a_j$  – величины и номера размахов колебаний.

Для определения численных значений декремента колебаний осциллограммы увеличивались в 25 раз, обработка осциллограмм проводилась статистическим методом. В результате проведенных исследований установлено, что декремент колебаний подбатанного вала при изгибе составляет  $\gamma = 0,5$ . Интервал значений для различных конструкций станков можно принимать от 0,5 до 0,6.

Широкое применение для определения деформаций в деталях технологических машин нашли полупроводниковые тензодатчики. Достоинствами их по сравнению с проволочными являются:

- малые размеры, что позволяет использовать их для измерения деформаций в труднодоступных местах;
- большой коэффициент тензочувствительности (60...100 раз), что позволяет обходиться без сложной усилительной аппаратуры, вносящей дополнительную погрешность в измерение.

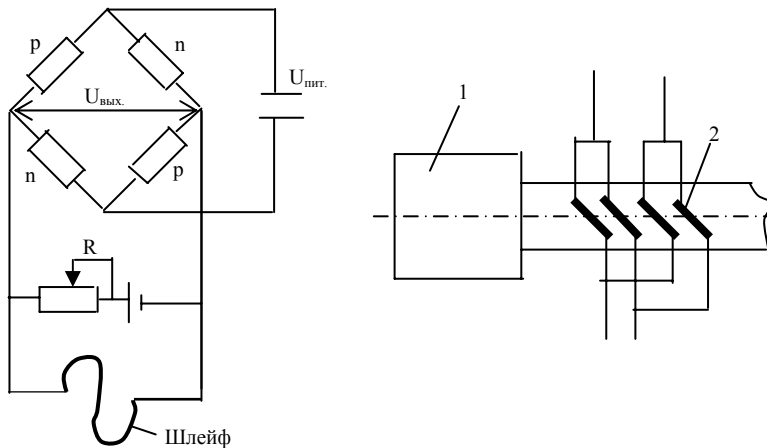
Однако полупроводниковые датчики имеют и ряд существенных недостатков:

- большую нелинейность;
- большую чувствительность к изменению температуры.

Но применяя специальные измерительные схемы, можно уменьшить в значительной степени влияние температуры и линеаризовать выходной сигнал [38]. Для этих целей в мостовой схеме измерения в смежных ветвях включались датчики  $p$  и  $n$  проводимости. Датчики наклеиваются на одну сторону чувствительного элемента и подвергаются деформации одного знака. Тензодатчики типа  $p$  имеют положительный коэффициент тензочувствительности, а типа  $n$  – отрицательный. Выходные сигналы обоих тензодатчиков, подвергнутых деформации одного знака, аддитивны,

но, поскольку индивидуальные выходные сигналы нелинейны в противоположных направлениях, общий выходной сигнал линейризуется. Кроме того, это же сочетание  $p$  и  $n$  – датчиков обеспечивает и температурную компенсацию. Для определения деформаций торсиона боевого механизма датчики располагались непосредственно на одном из его концов, который испытывает наибольшую деформацию. Схема расположения и включения их приведена на рис.8.10.

Для питания измерительной цепи был применен источник с постоянным рабочим напряжением 3,0 В; для измерения деформаций – шлейф МОО1-2 осциллографа Н-700. Цепь включает переменное сопротивление и источник питания  $E = 1,5$  В, который служит для гашения тока разбаланса, уменьшающего чувствительность схемы.



Время разрядки торсионного валика без учета торможения составляет приблизительно 0,0035 с. Принимая это значение за половину периода колебаний, получаем ориентировочную частоту процесса  $f = 140$  Гц, что соответствует рабочей полосе частот шлейфа.

Рис. 8.10. Измерительная схема торсионного валика с полупроводниковыми тензодатчиками: 1 – торсион; 2 – датчики

Для измерения деформаций трубы торсионного валика использовались фольговые тензодатчики, собранные по полумостовой схеме, в качестве усилительной аппаратуры был использован усилитель УТ1-4, работающий на несущей частоте датчика. Несущая частота усилителя выбрана из расчета измеряемого процесса в десять раз большей, чем частота измеряемого процесса. Сигнал с тензодатчиков после усилителя подается на шлейф МОО1-4, с рабочей частотой измеряемого процесса, равной 800 Гц.

Тарировка тензодатчиков, измеряющих деформации торсионного валика и трубы, производилась в координатах угла закручивания и смещения луча шлейфа осциллографа методом силового нагружения в статических условиях (рис. 8.11).

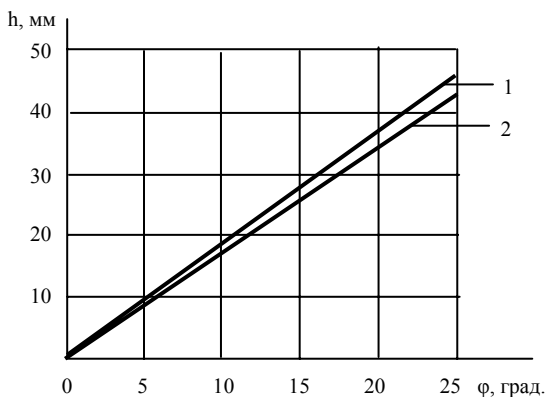


Рис. 8.11. Тарировочные графики:  
 1 – тарировочный график торсионного валика; 2 – трубы торсионного валика;  
 $h$  – показания луча шлейфа;  $\varphi$  – угол закручивания торсионного валика

Уравнение прямой, представляющей тарировочный график, имеет вид

$$\varphi = 0,565h_T,$$

где  $\varphi$  – угол закручивания торсионного валика (угловая деформация), град.;  $h_T$  – ордината с тарировочной осциллограммы деформаций торсионного валика, мм.

Уравнение прямой, представляющей тарировочный график трубы торсионного валика,

$$\psi_{\text{ТР}} = 5h_{\text{ТР}}10^{-3},$$

где  $\psi_{\text{ТР}}$  – угол закручивания торсионного валика, град.;  $h_{\text{ТР}}$  – ордината тарировочной осциллограммы.

Максимальное значение графиков от условия линейности составляет 2...4 %.

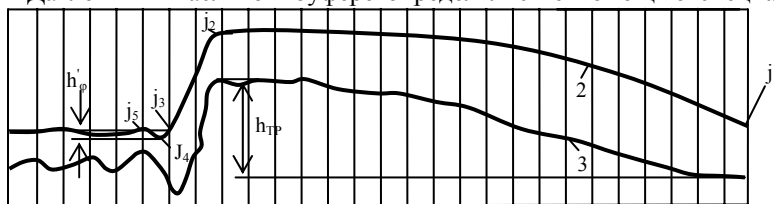
На осциллограмме изменения деформаций торсионного валика (рис. 8.12) (кривая 2) точка  $j_1$  соответствует началу зарядки торсионного валика, определяемому моментом встречи поворотного сектора и рычага боевой трубы. При увеличении деформации в точке  $j_2$  наступает срыв (начало разрядки). Разрядка протекает за очень короткий отрезок времени, и в момент времени, соответствующий на осциллограмме точке  $j_3$ , наступает полное раскручивание торсионного валика. В случае если демпфер, осуществляющий торможение системы, настроен правильно, в точке  $j_3$  скорость деталей, связанных с торсионным валиком, должна быть равна нулю. Если степень демпфирования недостаточна, будут происходить колебания системы. Максимальное значение амплитуды остаточных колебаний, определяемое на осциллограмме ординатой  $h'_\varphi$ , не должно быть более  $0,1\varphi_0$ , где  $\varphi_0$  – начальный угол закручивания торсионного валика. Экспериментальные исследования указывают на то, что в рассматриваемом случае при углах заводки торсионного валика от 24...29° наблюдаются незначительные колебания, которые укладываются в допускаемые пределы

остаточных колебаний. Время полного затухания составляет 2,6...4 % от времени цикла.

Рис.8.12. Осциллограммы деформаций деталей боевого механизма

Измерения деформаций трубы торсионного валика необходимы для выявления податливости опоры на движение системы при разрядке. Параметром, определяющим поведение трубы, выбрана максимальная величина ее деформации при переменных углах заводки. Из осциллограммы, приведенной на рис. 8.12 ( кривая 3), следует, что закономерность деформации трубы практически эквидистантна кривой 2. Как показали результаты обработки экспериментальных данных, максимальные значения деформации трубы составляют  $0,22^\circ$ , что практически не влияет на движение системы.

Давления в масляном буфере определялись с помощью специального датчика,



приведенного на рис. 8.13.

Экспериментальное определение давления в масляном демпфере предусматривает проверку правильности принятых предпосылок при выводе формулы давления, а также оценке величины максимальных давлений.

Изменение давления в масляном буфере представляет пульсирующий цикл и происходит за 2...3 миллисекунды. Если принять это время за половину периода, то частота исследуемого процесса составит 200...250 Гц, поэтому датчик давления должен обладать более высокой частотой свободных колебаний упругих элементов. В приведенном примере частота свободных колебаний упругой части датчика давления составила 2500 Гц. Чувствительным элементом служили полупроводниковые тензопреобразователи с рабочим диапазоном частот от 0 до 2000 Гц.

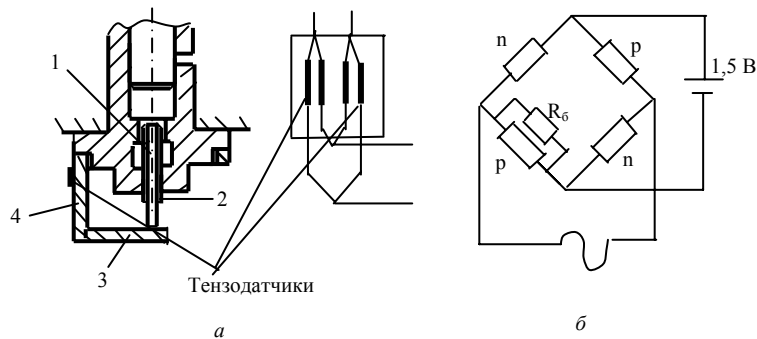
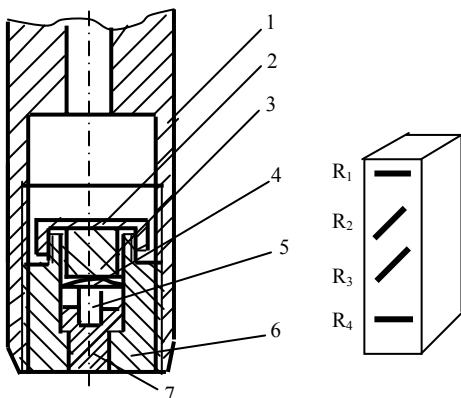


Рис.8.13. Датчик для определения давления в масляном демпфере

Работа датчика давления происходит следующим образом. Давление, развиваемое в полости масляного буфера, передается на шток 1, который через отверстие в регулировочной игле 2 воздействует на свободный конец консольного упругого элемента 4. На одной стороне элемента наклеены полупроводниковые тензодатчики (рис. 8.13, б). Кронштейн 3 крепится к упругому элементу и имеет возможность перемещаться вверх или вниз при изменении положения регулировочной иглы. В качестве регистрирующего элемента был выбран шлейф М001–2. Собственная частота свободных колебаний консольной балочки составила  $4300 \text{ с}^{-1}$ .

К недостаткам описанного способа замера давления можно отнести то, что при



изменении положения регулировочной иглы 2 (рис. 8.13) увеличивается расстояние от рабочей поверхности буфера, где измеряется давление, до поверхности штока 1, передающего давление на упругую часть датчика. При этом датчик начинает воспринимать давление, отличное от рабочего, так как масло проходит через отверстие малого диаметра и приводит к понижению давления. В этой связи был предложен датчик давления, по конструкции отличающийся от существующих, который преобразует деформацию в электрический сигнал (рис.8.14).

В резьбовое отверстие плунжера 1 масляного буфера вворачивается корпус датчика 7. В корпусе помещаются шток 6, воспринимающий рабочее давление, кремниевый стержень 5, опора 4, шайба 3. Все детали стягиваются колпачком 2. Давление  $P_1$  рабочей зоны через шток 6 передается на кремниевый стержень 5, который одновременно служит упругим элементом и преобразователем деформации в электрический сигнал. Второй конец стержня 5 помещается в пазу опоры 4, которая своей сферической частью располагается на шайбе 3. Под действием давления стержень 5 сжимается. В кремниевом стержне специальными методами выращены кристаллы с сопротивлениями  $R_1 \dots R_4$ , которые исключают необходимость применения различных клеевых соединений. Причем два из приведенных сопротивлений расположены перпендикулярно действующим силам, а другие два под углом  $45^\circ$ . При наличии деформации сжатия сопротивления  $R_1$  и  $R_4$  увеличиваются, а сопротивления  $R_2$  и  $R_3$  уменьшаются, что приводит к разбалансу моста, собранного на этих сопротивлениях.

Рис. 8.14. Конструкция датчика давления и схема расположения кремниевых датчиков сопротивления

Как известно, мост будет уравновешен в том случае, когда сопротивления обоих плеч одинаковы. При отсутствии деформаций за счет некоторого неравенства сопротивлений в разных плечах моста протекает ток незначительной величины, который можно погасить за счет дополнительного сопротивления проточника с переменным сопротивлением. При наличии деформаций наблюдается разбаланс



моста и появляется в цепи ток, который вызывает отклонение луча шлейфа, фиксируемого на пленке осциллографа.

В качестве тарировочного приспособления использовали ручной пресс. Тарировочный график приведен на рис. 8.15.

Тарировочную можно выразить в виде корреляционного уравнения, связывающего давление и луча осциллографа:

$$P_1 = 48,2 + 9,5h, \quad (8.5)$$

Как показывают результаты экспериментальных данных, с увеличением угла закрутки торсионного валика наблюдается рост давления, максимум наступает раньше больших углов закрутки.

Так как давление в демпфере зависит от плунжера, определяемого величиной перемещения  $X$ , то можно построить график этой зависимости (рис. 8.16).

Максимальное расхождение результатов эксперимента по определению давления и расчетных величин составляет не более 15 %, что свидетельствует о том, что его можно определять на основе приведенных формул.

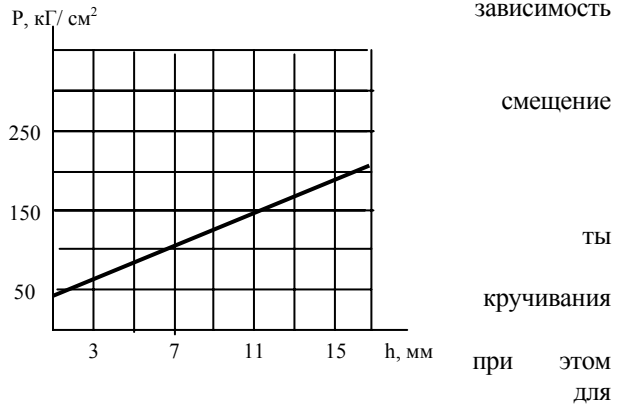


Рис. 8.15. Тарировочный график датчика давления

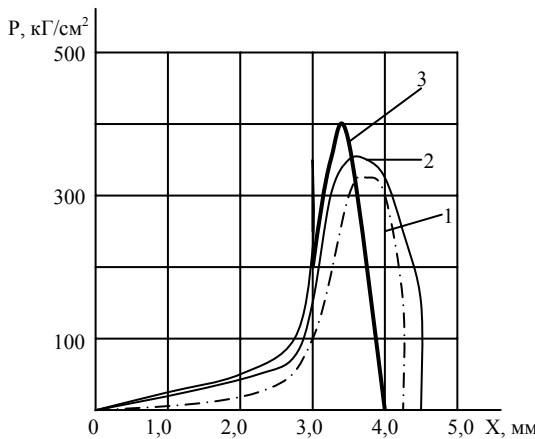


Рис. 8.16. Графики изменения давления в масляном буфере в зависимости от его перемещения и угла закрутки торсионного валика: 1 – угол закрутки 26°; 2 – угол закрутки 27°; 3 – угол закрутки 28°

## 8.2. Специальные датчики и аппаратура для определения механических параметров механизмов

Авторами предлагаются специальные датчики и аппаратура для определения состояния отдельных узлов, механизмов технологических машин. Они были разработаны для контроля и определения наладочных параметров механизмов бесчелночного ткацкого станка СТБ и других технологических машин. Основной целью, которую преследовали авторы, является контроль состояния цикловой диаграммы машины и регулировка наладочных параметров при сборке отдельных узлов и машины в целом.

Предметом исследования служили механизмы движения возвратчика уточной нити, смены цвета и раскрывателя пружины уточной нити. Механизмы были выбраны не случайно. По данным фабрик, эксплуатирующих данное оборудование, более половины простоев связано с отказами именно этих механизмов.

Анализ возможных причин поломок показал, что необходимо регистрировать колебания водилки вблизи левого упора в тот промежуток времени, который отводится на переключение механизма смены цвета. В связи с тем, что оба механизма имеют кинематическую связь и их траектории перекрещиваются, необходимо фиксировать работу каждого механизма в отдельности. Для этих целей нужно иметь датчики, которые бы регистрировали угол поворота главного вала станка и время.

Из всех возможных способов регистрации линейных и угловых колебаний наиболее приемлемыми оказались два: с емкостным и индуктивным датчиками. Датчики были выбраны исходя из предположения, что они могут быть использованы как в сборочном цехе, в условиях эксплуатации на фабриках, так и для научных исследований.

Бесконтактный емкостной датчик был собран по схеме RC-моста, который приведен на рис. 8.17.

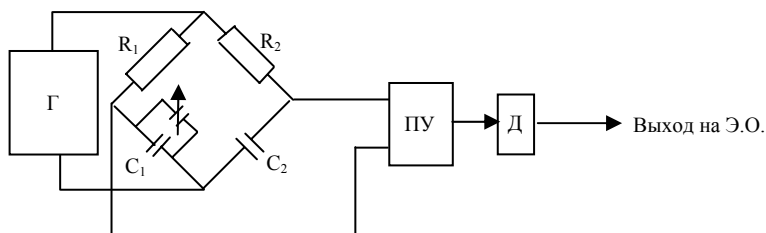


Рис. 8.17. Бесконтактный емкостной датчик: Г – генератор;  $R_1, R_2$  – сопротивления;  $C_1, C_2$  – емкости; ПУ – полосовой усилитель; Д – детектор; Э.О. – электронный осциллограф

Емкость  $C_1$  образована измерительной пластиной, изолированной от водилки и расположенной над нею на расстоянии 0,15 мм на жесткой штанге, закрепленной на корпусе уточно-боевой коробки, и плоскостью самой движущейся водилки. Подробнее с конструкцией ткацкого станка можно ознакомиться в инструкции [36]. Мост запитывался несущей частотой 200 кГц от генератора ГЗ-33. Амплитудно-модулированный сигнал с моста подавался на полосовой усилитель ПУ. После де-

тктора Д сигнал наблюдался на экране электронного осциллографа Э.О. в ждущем режиме.

Другой вариант датчика показан на рис. 8.18. Он наиболее целесообразен для определения колебаний водилки и прикрепляется к ползушке механизма возвратчика уточной нити.

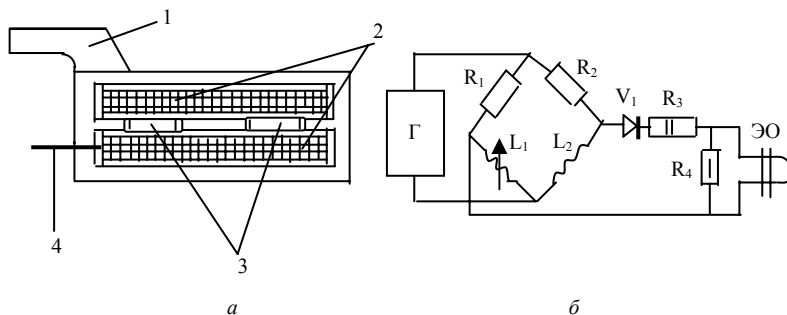


Рис. 8.18. Датчик и схема соединения чувствительной части

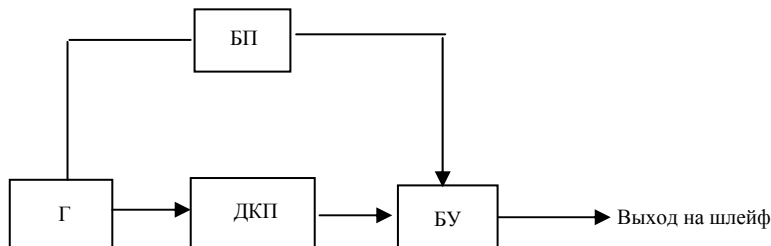
Датчик на рис. 8.18, а включает в себя две индуктивные катушки 2, на жестких электроизоляционных каркасах, которые размещены в общем корпусе ползушки 1, представляющей собой одновременно и экран. Катушки намотаны проводом ПЭВ-2 диаметром 0,23 мм в два слоя и соединены по схеме, приведенной на рис. 8.18, б.

Питание схемы осуществляется от генератора ГЗ-33 с амплитудой 10 В и частотой 20 кГц. Индуктивность катушек без сердечника составляет  $L = 0,5$  МГн. Резисторы  $R_1 = R_2 = 62$  кОм;  $R_3 = 180$  кОм;  $R_4 = 120$  кОм.

Индуктивность  $L_1$  изменяется легкой металлической спицей 4 (рис. 8.18, а), которая жестко связана с ползушкой 1. Спица перемещается по внутренней полости катушки с большим зазором. Детектирование сигнала осуществляет диод  $V_1$ . Сопротивление  $R_3$  выполняет роль токоограничительного сопротивления, а  $R_4$  – шунта шлейфа электронного осциллографа.

Оба описанных датчика могут быть применены для измерения больших (основных) перемещений. Однако исследователя могут интересовать и малые перемещения, которые определяются колебаниями водилки в момент встречи ее с упором. Для этого авторами предлагается датчик с использованием индуктивного метода на Ш-образных ферритах (рис. 8.19).

Рис. 8.19. Блок-схема прибора для регистрации колебаний ползушки:



Г – генератор несущей частоты; ДКП – индуктивный датчик колебаний ползушки;  
 БУ – блок усиления; БП – блок питания

Описания каждого из блоков приведены в работе [39]. Датчик выполнен в виде Г-образной пластины из цветного металла, на которой эпоксидным компаундом закреплены две одинаковые индуктивные катушки на Ш-образных ферритах, марки 2000 НН. Индуктивность катушки с сердечником составляет  $L = 320$  мкГн. Пластина навешивается на планки ползушки и жестко соединяется с ними при помощи винта и струбины. Ш-образные сердечники раскрыты в разные стороны. Один из них замыкается ползушкой, когда она приближается к левому исходному положению. При контакте водилки с упором происходит удар и как следствие начинается колебательный процесс ползушки относительно ее нормального статического положения. Это положение достигается настройкой узла так, что ползушка не препятствует смене цвета уточной нити, при которой возвратчик своим пазом должен входить плавно, без удара в зацепление с выступом ползушки.

Колебания ползушки меняют величину зазора между нею и Ш-образным сердечником катушки, который в исходном положении устанавливается по щупу и равен 1,5 мм. Изменение зазора в пределах  $\pm 1$  мм вызывает линейное изменение индуктивности и амплитудную модуляцию выходного сигнала, поступающего затем на усилительный блок для усиления по мощности. Направление движения сигнала от датчика обозначено на рис. 8.19 стрелкой.

Для регистрации переключения сменой цвета разработан датчик индуктивного типа (рис. 8.20).

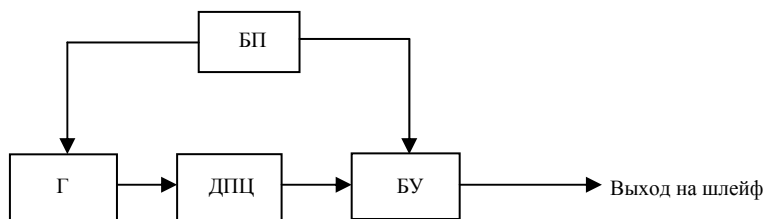
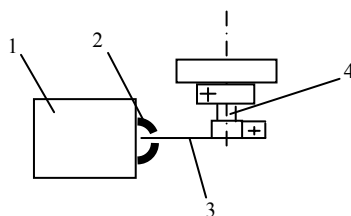
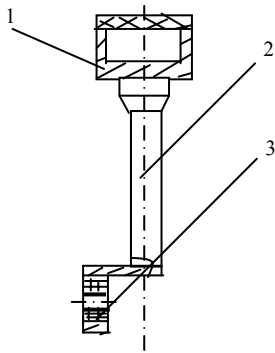


Рис. 8.20. Блок-схема прибора для регистрации переключения механизма смены цвета:  
 БП – блок питания; Г – генератор несущей частоты; ДКП – датчик переключения механизма смены цвета; БУ – блок усиления

Описание прибора можно найти в отчете НГТУ [39]. Мы подробнее остановимся на описании конструкции датчика (рис. 8.21). Он выполнен на двух ферритовых кольцах 2 марки 2000НН типоразмера К18×8×5 мм. Одно кольцо имеет прорезь шириной 4 мм. Вместе с резисторами и обмотками они залиты эпоксидным компаундом. Датчик с помощью жесткой стойки крепится к крышке левой коробки. В прорезь кольца входит флажок 3, закрепленный на валике 4 механизма смены цвета. Флажок спрофилирован по спирали Архимеда с углом развернутости 45° (рис. 8.21). Перепад по радиусу между крайними сечениями флажка составляет 5 мм.

Поворот валика и расположенного на нем флажка вызывает линейное изменение индуктивности, что, в свою очередь, модулирует выходное напряжение моста, кото-





рое дальше подается на блок усиления. Дальнейший ход сигнала от датчика можно проследить на блок-схеме, показанной на рис. 8.20.

Ранее отмечалось, что водилка механизма возвращается с уточной нити в крайних положениях соприкасается с упорами. От того, с какими скоростями происходит переключение механизма смены цвета происходит

Рис. 8.21. Конструкция индуктивного датчика, регистрирующего скорости переключения механизма смены цвета

их соударение, зависят надежная работа механизма, шум и вибрации. Конструктору, проектирующему данное оборудование, важно знать реальные скорости и

ускорения, с которыми подходит водилка к упору, а также и их значения после момента соударения. Датчик для регистрации изменения скорости движения представлен на рис. 8.22.

Основу этого датчика составляет магнитоэлектрический принцип, реагирующий на изменение скорости водилки. Он состоит из основания 1, штанги 3, на которой винтами и эпоксидным компаундом закреплены индукционная катушка с постоянным магнитом.

Рис. 8.22. Датчик для регистрации скорости изменения водилки механизма возврата уточной нити

Катушка имеет 1800 витков, намотанных проводом ПЭЛ1 диаметром 0,03 мм. Она расположена таким образом, что движущаяся водилка приближается или удаляется своим торцом от одного из ее полюсов. ЭДС, наводимая в катушке, при начальном зазоре между полюсом магнита и водилкой порядка 2...3 мм пропорциональна скорости водилки.

Таким образом, в катушке наводится первичный сигнал при приближении ее к левому упору и при возникновении колебаний после удара об упор.

Датчик устанавливается основанием 1 на коробку и с помощью специального крепления приворачивается к шпинделю водилки (СТД 216.3-147). При этом между полюсом магнита и ее торцом в исходном положении устанавливается начальный зазор.

Изменение натяга [36] с помощью упоров вызывает изменение начального зазора. Для получения сопоставимых и достоверных результатов этот зазор должен сохранять постоянную величину во всей серии экспериментов.

Для регистрации сигнал с датчика необходимо усилить по напряжению и мощности и отфильтровать от помех промышленной частоты. Для этого разработан усилитель датчика, с принципиальной схемой которого можно ознакомиться в отчете [39].

Для оценки поведения механизмов в динамических условиях наряду с показателями, определяющими качественную картину, необходимо знать и время, в течение которого происходит их работа. Авторами предлагается эту взаимосвязь осуществлять с помощью специального прибора, с конструкцией которого можно ознакомиться в отчете [39]. В работе приводятся только конструктивные особенности и крепление его к станку (рис. 8.23).

Прибор состоит из следующих узлов: корпуса 1, внутри которого размещается фотодиод и плата усилителя-преобразователя сигнала фотодатчика, эталонного диска 2 (рис. 8.23, б) с 73 радиальными прорезями шириной 1,5 мм, осветителя 3 с лампой МН 13,5×0,16 и деталей крепления корпуса к правой раме станка и диска на приводном валу. Прорези диска 2 расположены через 5° с погрешностью 3 минуты. 73-я прорезь посередине между двумя соседними позволяет произвести установку и отсчет нулевого градуса, который должен совпадать с нулевой отметкой шкалы на маховике ткацкого станка.

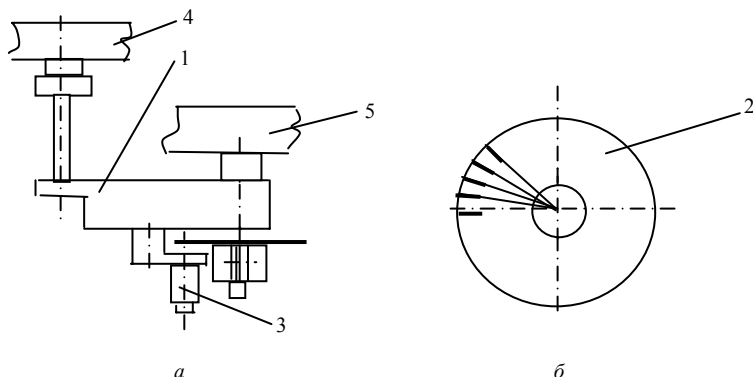
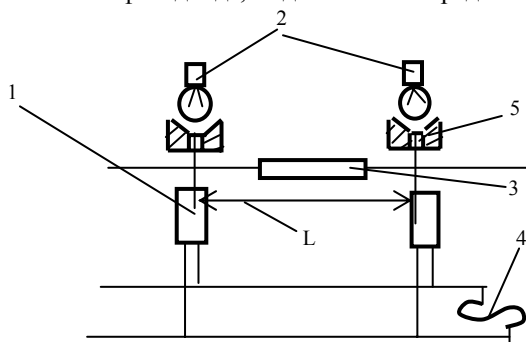


Рис. 8.23. Прибор для регистрации угла поворота главного вала ткацкого станка

Принципиальная схема данного прибора предусматривает усилитель-преобразователь фотодатчика (ФДЗА), который включен последовательно с нагрузкой в базу транзистора. Фотодиод находится под обратным напряжением. При отсутствии света через него протекает малый темновой ток, которого недостаточно для открытия ключевой схемы на транзисторе (КТ 342Б). Облучение фотодиода светом резко увеличивает его обратный ток, и тогда напряжение на базе становится больше, чем на эмиттере, – транзистор ФДЗА переходит в режим насыщенного ключа. Вслед за ним открывается ключевой транзистор, который является усилителем мощности. Сигнал далее передается на шлейф осциллографа и регистрируется на пленке в виде полоски. Питание схемы осуществляется от блока питания БП 12.

Для измерения скорости полета прокладчика был использован фотодиодный метод измерения. Схема измерения скорости пролета прокладчиков приведена на рис. 8.24. Работает она следующим образом. Фотодиод 1 освещается лампой накаливания 12 В и сам является источником энергии. Работает фотодиод без подпорного напряжения, как фотоэлемент. При попадании света через направляющее устройство 5 на глазок фотодиода по цепи проходит ток. При прохождении над фотоэлементом прокладчика точной нити 3 глазок фотодиода перекрывается и прерывается подача электрического сигнала в цепь, при этом на осциллограмме получается отметка в виде всплеска. Сигнал, снимаемый с фотодиода, подавался непосредственно на шлейф осциллографа. В



нашем случае применялись шлейф М001-3 и осциллограф Н-700.

Рис. 8.24. Измерительная схема для определения скорости пролета прокладчиков уточной нити

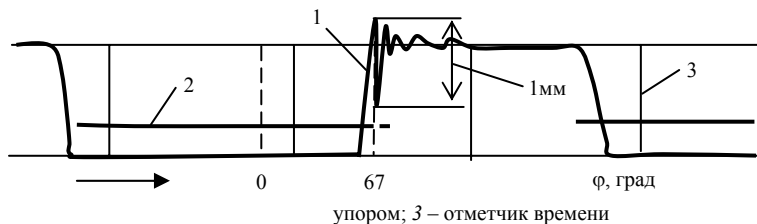
При выборе шлейфа производилась оценка частоты исследуемого процесса, который рассчитывали исходя из максимальной скорости пролета прокладчика, полагая время затемнения диода равным времени перемещения прокладчика на длину 90 мм. Расчеты показали, что измерительная схема будет работать удовлетворительно при подборе шлейфа с несущей частотой 400 Гц. Инерционность фотодиодов незначительна, а разрешающая способность составляет десятки килогерц. Таким образом, этот метод может быть использован для измерения скорости полета прокладчиков.

С помощью приборов, описанных в предыдущем разделе, были проведены серии экспериментов по исследованию влияния различных натягов водилки на работу механизмов, связанных с движением возвратчика уточной нити, сменой цвета, а также скоростью полета прокладчиков, движением ремизок.

Эксперимент проводился на станке, изготовленном на заводе «Сибтекстильмаш» в двухцветном исполнении.

Натяг изменялся левым упором дискретно в пределах от 0,1 до 1 мм по следующей шкале: 0; 0,5; 0,75; 1,0 мм. При этом регистрировались разрывы контакта между водилкой и левым упором и колебания ползушки. Одновременно записывались отметка угла поворота в виде серии коротких импульсов в соответствии со схемой, приведенной на рис. 8.23, и отметка времени через 100 мс в виде сквозных вертикальных линий. Типовая осциллограмма показана на рис. 8.25. Она наглядно иллюстрирует динамический процесс, происходящий в механизме при нулевом натяге, в том числе и в момент соударения ползушки и упора и после него. Такие же осциллограммы были сняты и при других натягах, которые рассматривались выше.

Рис. 8.25. Типовая осциллограмма колебаний ползушки механизма возвратчика уточной нити: 1 – колебания ползушки; 2 – кривая, регистрирующая наличие разрыва контакта водилки с



Из приведенных осциллограмм можно сделать выводы, что колебания ползушки после удара о левый упор всегда происходят с отрывом контакта, т. е. с упругим отскоком, и не зависят от натяга. Количество разрывов контакта непостоянно от цикла к циклу даже при неизменной величине натяга и колеблется от 2 до 3. Амплитуда первых отскоков несколько растет с увеличением натяга, хотя размах колебаний ползушки практически от него не зависит в пределах его назначенной величины. Изменяются частота и количество упругих колебаний, а также время их затуха-

ния. Колебательный процесс растягивается более чем на  $30^\circ$  по углу поворота приводного вала. Возрастает и энергия соударения (осциллограмма из-за сложности характера изменения скорости не приводится).

Такие же исследования проводились в два этапа с целью выявления целесообразности в применении упругого упора вместо жесткого. На первом этапе для каждого вида упора определялся оптимальный натяг в соответствии с возникновением минимальных по размаху колебаний и по минимуму времени их полного затухания. При этом регистрировались колебания ползушки прибором, описанным выше с отметчиком времени, деформации ее определялись методом тензометрирования.

На втором этапе устанавливался оптимальный для каждого вида упора натяг водилки и проводились измерения частоты затухающих колебаний ползушки, времени полного затухания и амплитуды первого отскока относительно положения выстоя.

В результате получены следующие данные:

- частота колебаний ползушки при ударе о жесткий упор – 330 Гц, об упругий – 200 Гц;
- время затухания колебаний ползушки при жестком упоре – 25 мс, при упругом – 15 мс;
- амплитуда первого отскока при жестком упоре – 0,62 мм, при упругом – 0,50 мм.

Таким образом, исследования показали, что установка упругого упора позволяет снизить частоту колебаний в 1,65 раза. При этом динамическая нагрузка на детали механизма движения возвратчика утка уменьшается в 2,7 раза, время затухания колебаний снижается на 40 %, амплитуда колебаний – 20 %. Кроме того, отмечено и снижение шума от этого механизма при наличии упругого упора.

Фрагмент типовой осциллограммы для определения скорости полета прокладчика уточной нити приведен на рис. 8.26.

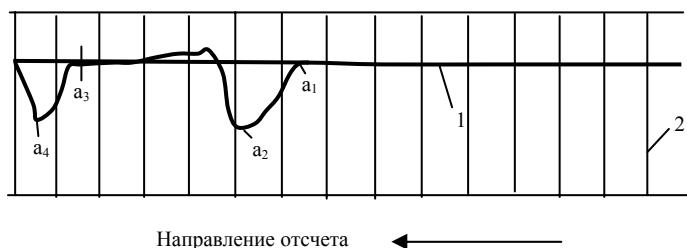


Рис. 8.26. Фрагмент типовой осциллограммы:  
1 – осциллограмма полета прокладчика; 2 – отметчик времени

Точка  $a_1$  соответствует началу перекрытия глазка фотодиода движущимся микропрокладчиком. При полном затемнении ток в цепи гальванометра падает до нуля, что соответствует точке  $a_2$  осциллограммы. Точка  $a_3$  определяет момент появления микропрокладчика под глазком второго фотодиода, отстоящего от первого на расстоянии  $L$  (рис. 8.24), а в точке  $a_4$  происходит полное перекрытие глазка второго фотодиода.



Скорость полета прокладчика определялась по формуле

$$V = L/t_i. \quad (8.6)$$

Обработка осциллограмм проведена на основании вероятностных методов расчета случайных величин. При этом основная ошибка измерения составила 0,43 м/с. Расхождение теоретических данных с результатами экспериментальных составило 3...9 %. Это расхождение объясняется тем, что при теоретическом расчете не учитывались потери на трение, внутренний гистерезис деформируемых звеньев.

Исследования механизма смены цвета уточной нити производились при увеличенном натяге водилки, равном 1,25 мм.

Из осциллограмм (рис. 8.27) видно, что время на переключение с первого цвета на второй и наоборот различается. В первом случае оно составляет 19 мс, во втором – 28 мс. Это свидетельствует о том, что настройка узла механизма выполнена неудовлетворительно. Как в первом, так и во втором случаях имеют место еще довольно выраженные колебания ползушки. При таких настроечных параметрах механизма во время эксплуатации будут наблюдаться значительные сбои и частые остановки станка из-за нестабильной работы механизма переключения смены цвета уточных нитей, которая вызвана натыванием нитедержателя уточной нити с выступом ползушки. Кроме того, в результате проведенных исследований установлено, что переключение смены цвета практически не совпадает с той цикловой диаграммой, которая приводится в инструкции по эксплуатации этого оборудования.

Для выявления закона движения ремизок был использован емкостной датчик, описанный в разд. 8.2, блок-схема которого приведена на рис. 8.17. Фрагмент осциллограммы, полученной в результате проведенного эксперимента, показан на рис. 8.28.

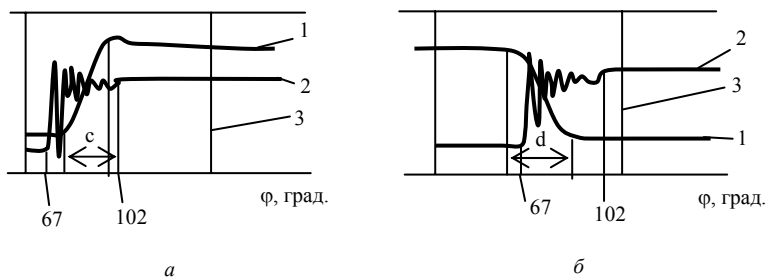


Рис. 8.27. Фрагменты осциллограмм механизма переключения смены цвета:  
 а – переключение цвета с 1 на 2; б – переключение цвета с 2 на 1;  
 1 – график перемещений фиксатора механизма смены уточной нити; 2 – график перемещений возвратчика уточной нити; 3 – отметчик времени

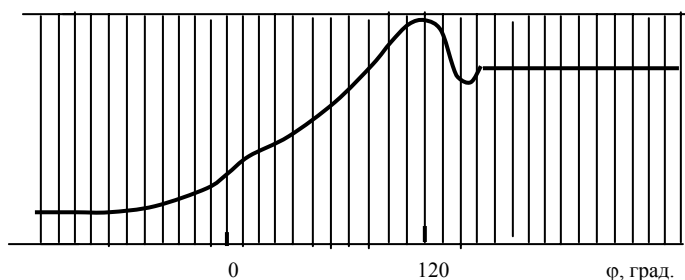


Рис. 8.28. Фрагмент осциллограммы перемещений ремизной рамки каретки СКН-14

Экспериментальные исследования ремизоподъемной каретки проводились на частоте вращения главного вала станка от 200 до 240 об/мин для 14-й ремизки.

Сравнение теоретических результатов расчета, приведенного ранее на основе групп Ассура, с экспериментальными значениями указывает на значительное их расхождение. Ухудшаются динамические параметры кулачкового привода ножей, так как угол поворота главного вала станка, соответствующий движению ножей вперед, сократился на 18 %, а соответствующий движению назад – на 24 %. Соответственно увеличился выстой ножей в переднем и заднем положениях. Основной причиной искажения теоретической цикловой диаграммы механизма привода ножей является наличие зазоров в исследуемой системе. Экспериментальные исследования указывают на наличие выброса ремизок над положением статического равновесия. Он составляет в верхнем положении 13...15 мм и имеет тенденцию к увеличению при возрастании скорости вращения главного вала станка. После выброса вверх ремизка под действием собственного веса падает вниз, производя соударение в шарнирах. При этом вследствие упругих сил деформированных звеньев механизма возникают колебания ремизки.

Выброс ремизки является следствием действия сил инерции и наличия зазоров в кинематических парах. При работе на ткани колебательный процесс затухал уже в конце первого периода, и ткань оказала благоприятное воздействие на динамический процесс. Для нижнего положения выброс ремизок составил 3-4 мм и заметного влияния на работу механизма не оказывает.

Очевидно, что параметры по разбросу перемещения ремизок являются не только важными с точки зрения динамических характеристик, но технологическими, так как в этом случае могут возникать пороки в ткани.

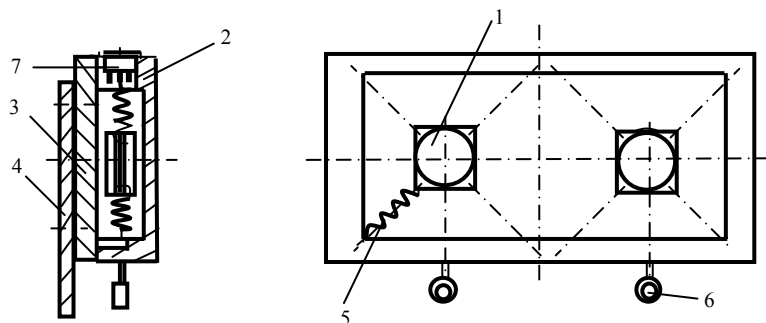
Наиболее перспективными способами контроля продукта являются такие, которые позволяют активно вмешиваться в технологический процесс его изготовления. К ним можно отнести адаптивные методы изготовления и одновременно контроля точности деталей, методы изготовления деталей с информацией о параметрах точности и др.

В настоящем разделе авторами приводится пример контроля основного порока в ткани – обрывности уточных нитей.

Как известно, ткань получается переплетением двух видов нитей: основных и уточных. Чтобы ткань была качественной, необходимо сохранить их целостность во время технологических операций, выполняемых на ткацких станках. Для этих целей на станках предусматриваются контрольные устройства, которые следят за каждой основной и уточной нитями. Эти датчики могут быть как механического, так и электрического, электромагнитного и других принципов работы. Наиболее перспективными датчиками подобного типа можно считать комбинированные, которые могут сочетать различные принципы работы.

В работе предлагается конструкция датчика, представленная схематично на рис. 8.29.

На рис. 8.29 показана принципиальная схема конструкции, которая включает датчик 1 с керамическими глазками 6, корпуса 2, переходную пластину 3, кронштейн 4.



штейн 4. Датчики, выполненные по количеству контролируемых уточных нитей, размещаются на упругом подвесе, которым служат пружины 5. Для отдельно взятого датчика таких пружин четыре.

Рис. 8.29. Принципиальная схема датчика контроля движения нити

Задача упругого подвеса состоит в том, чтобы изолировать датчик от вибраций, передаваемых от станка. Частота свободных колебаний датчика составляет 10...15 кГц. К станку датчик крепится с помощью кронштейна 4 двумя шпильками (на рисунке крепеж не показан).

Механические колебания, возникающие при движении нити за счет натяжения и трения нити о глазок, воспринимаются активным элементом датчика, роль которого выполняет пьезоэлемент типа ПЭС-53. С него снимаются электрические колебания и через разъем 7 передаются на усилитель сигналов. Чувствительный элемент представляет собой пьезокерамическую пластинку размерами 15×5×0,7 мм с двумя фольговыми выводами для съема электрического сигнала.

Пьезоэлемент жестко прикреплен с помощью неметаллических пластин двумя винтами к основанию датчика (на рисунке не показано). Частота свободных колебаний пластинки, полученная экспериментально с помощью резонансного метода определения собственных частот, составила 12 кГц.

Движущая нить возбуждает большую гамму частот, которая зависит от скорости движения нити и возрастает с ее увеличением. Это подтверждается результатами экспериментальных исследований в различных фазах движения уточной нити [39]. Измерения показали, что при движении нити частотный спектр занимает область колебаний от 3 до 45 кГц, при компенсации – 10 кГц.

Таким образом, по принципу действия пьезодатчик движения нити работает как датчик с кинематическим возбуждением, поскольку движущаяся нить воздействует на пьезоэлемент не непосредственно, а через его основание.

Датчик загерметизирован в коробке, что является необходимым для изоляции его от шумового фона, производимого станком.

Переменные по частоте и амплитуде электрические колебания, снимаемые с пьезоэлемента датчика, имеют уровень порядка нескольких десятков микровольт. Для удовлетворительной работы логического устройства требуется постоянный сигнал не ниже 1,5 В.

Для усиления сигнала, снимаемого с пьезодатчика, был разработан усилитель на трех усилительных каскадах и трех повторителях. Подробнее об этом можно ознакомиться в отчете [39]. При контроле двух одновременно прокладываемых уточных нитей необходимо иметь и два независимых канала усиления.

Далее сигнал подается на логическое устройство, имеющее два входа. Переменные напряжения, поступающие с усилителей на оба входа, преобразуются в постоянные напряжения определенного уровня напряжением 1,5 В.

Одновременно на логическое устройство подается импульс от фотоэлектрического программного устройства, которое задает момент контроля нити. Работа логического устройства может быть отражена схемой состояний (табл. 8.1).

Таблица 8.1

Работа логического устройства

Вход 1	Фаза контроля							
	0				1			
	0	0	1	1	0	0	1	1
Вход 2	0	1	1	0	0	1	1	0
Выход	0	0	0	0	1	1	0	1

В таблице 0 – соответствует отсутствию сигнала; 1 – наличию сигнала.

Из схемы состояний видно, что обрыв любой из двух нитей в фазе контроля (состояние 1) приводит к появлению сигнала на выходе логики, с включением блока останова станка и уведомлением оператора включением контрольной осветительной лампы.

В случае обрыва одной из уточных нитей сигнал передается на блок останова ткацкого станка, включающего электромагнит типа МИС. Он управляется тиристором КУ 202 Н. Питание электромагнита осуществляется выпрямленным напряжением от 220 В обмотки трансформатора станка. Как только на управляющий электрод тиристора поступает сигнал с логического устройства, он открывается, сердечник электромагнита втягивается и через систему рычагов сбрасывает защелку, включая тормоз станка и отключая его электропитание. Питание электромагнита в такой схеме может осуществляться только постоянным напряжением. Это обусловлено необходимостью производить останов станка в том же цикле.

Блок питания предусматривает получение двух стабилизированных напряжений для каналов усилителя сигналов пьезодатчиков, выпрямленного напряжения на логику и переменного напряжения на лампы визуального контроля обрыва уточной нити.

Блок питания, усилители и логика не отключаются при срабатывании блока останова. Это достигается подключением трансформатора блока питания к одной из невыключающихся фаз, подводимых к станку.

С целью определения чувствительности и быстродействия электронного уточного контролера были проведены лабораторные и производственные испытания. Лабораторные исследования предусматривали регистрацию следующих параметров:

- колебаний датчиков движения нити по двум каналам;
- напряжения на электромагните блока останова станка;
- фазы контроля наличия уточной нити;
- тока управляющего электрода тиристора КУ 202 Н;
- отметки угла поворота главного вала станка через  $5^\circ$ .

Фаза контроля в экспериментах изменялась в широких пределах и занимала участки от  $170^\circ$  до  $270^\circ$  (участок прокладки уточной нити) и от  $320^\circ$  до  $350^\circ$  (участок компенсации уточной нити). Заступ при этом был смещен на  $20^\circ$ . Фаза контроля регистрировалась шлейфом М004-0,6 с помощью импульсного усилителя длительности фазы контроля [39].

Отметка угла поворота главного вала записывалась шлейфом М004-0,6 с помощью специального фотоэлектрического отметчика, схема которого была приведена ранее.

Кривая напряжений на электромагните записывалась шлейфом М004-2,5, кривая управляющего электрода тиристора – шлейфом М004-1,2, сигнал с пьезодатчиков – шлейфом М004-7,0 с использованием двух специальных линейных повторителей, сигналы на входы которых снимались с гнезд двухходовой логики электронного контролера.

С помощью описанного эксперимента и параметров, полученных в результате его проведения, установлено, что уровень амплитуды сигналов достаточен для работы схемы взаимодействия электронной и электрической частей электронного уточного контролера.

После проведения лабораторных экспериментов контролер прошел испытания на камвольном комбинате в г. Монино. Станок был запрограммирован на ткань артикула 2187 (основа 45/2; уток 32/1) с комбинированными нитями из разных смесок, предусматривающих шерсть, вискозу и капрон.

Основной целью проведения испытаний было определение рациональных моментов контроля уточной нити, надежности и удобства в обслуживании.

В результате проведенных испытаний, которые продолжались около 20 дней в трехсменном режиме, установили, что принцип контроля обрывов и пролетов утка, основанный на движении нити, следует признать перспективным.

Рациональными моментами контроля уточной нити следует считать градусы  $240 \dots 270^\circ$  и  $315 \dots 320^\circ$  по углу поворота главного вала станка.

Электронная вилочка контролирует 100 % обрывов утка при движении его от  $240^\circ$  до  $270^\circ$  и останавливает станок в том же цикле при  $270^\circ$  и  $300^\circ$  соответственно.

При полете уточной нити вилочка не реагирует на слабину и не дает ложных остановов.

На фазе контроля 315...320° вилочка фиксировала в среднем два пролета из трех с остановом станка в том же цикле, на фазе компенсации давала ложные остановки по следующим причинам: во-первых, из-за слабину тормоза утка; во-вторых при попадании «мушки» или остатков репья под тормозную лапку; в-третьих, из-за резких колебаний участка уточины между экраном и тормозной лапкой.

### 8.3. Диагностический прибор для определения цикловой диаграммы работы машины в динамических условиях

Диагностический прибор предполагает в первую очередь измерения параметров колебательного процесса деталей наиболее ответственных механизмов. Разработанные для этой цели датчики, которые были приведены выше, усилительная аппаратура и методика позволяют оценить качество сборки и настройки узлов.

Блок-схема усилительно-регистрирующих частей диагностического прибора приведена на рис. 8.30.

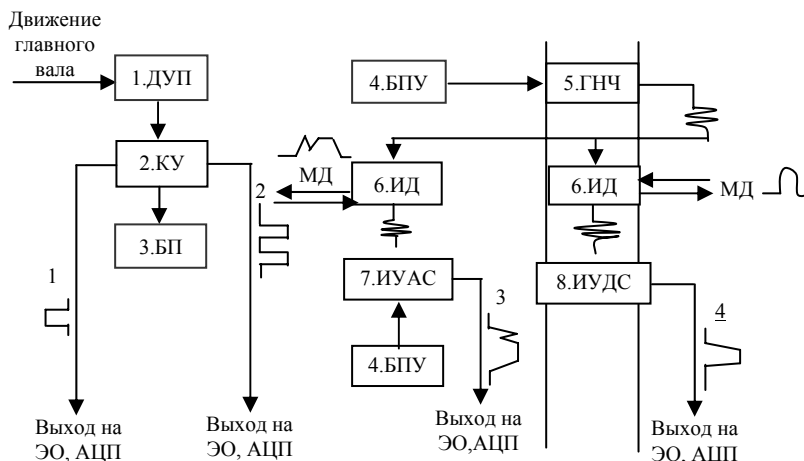
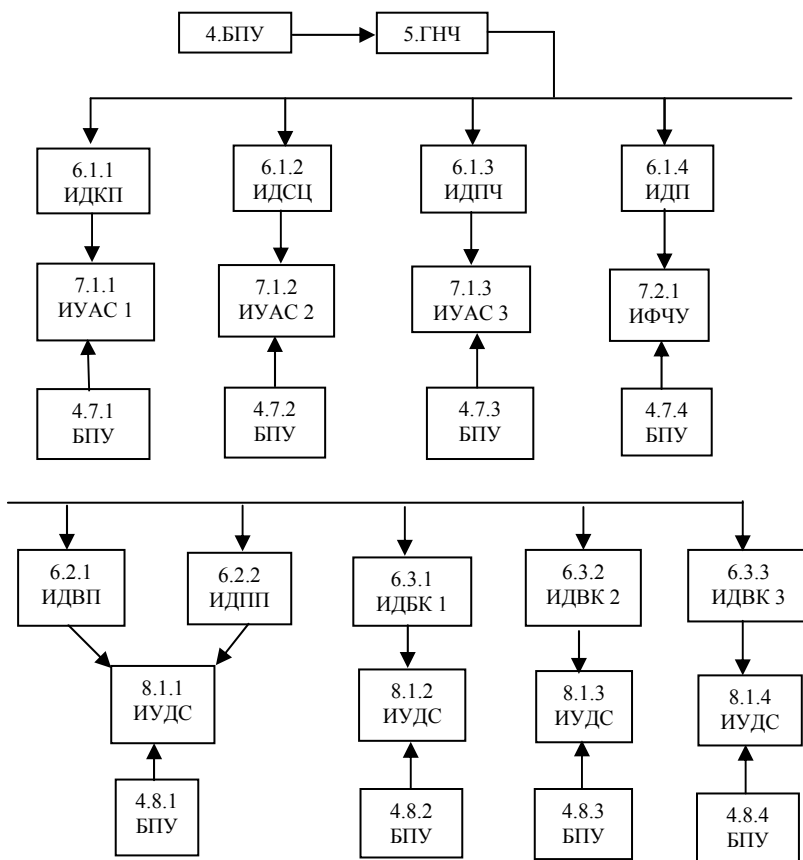


Рис. 8.30. Блок-схема усилительно-регистрирующего диагностического прибора:

1 – датчик угла поворота главного вала (ДУП); 2 – ключевой усилитель (КУ); 3 – блок питания (БП); 4 – блок питания универсальный (БПУ); 5 – генератор несущей частоты (ГНЧ); 6 – индуктивный мостовой датчик (ИД); 7 – избирательный усилитель аналогового сигнала (ИУАС); 8 – избирательный усилитель дискретного сигнала (ИУДС); МД – механическое движение исследуемой детали;



ЭО – электронный осциллограф; АЦП – аналоговый цифровой преобразователь;  $\underline{1}$  – дискретная отметка нуля градуса;  $\underline{2}$  – дискретная отметка через  $2^\circ$ ;  $\underline{3}$  – аналоговый сигнал;  $\underline{4}$  – дискретный сигнал

Развернутая блок-схема диагностического прибора приведена на рис. 8.31.

*Рис. 8.31.* Развернутая блок-схема диагностического прибора: 6.1.1 – ИД колебаний ползушки механизма возвратчика уточных нитей; 6.1.2 – ИД фиксатора смены цвета; 6.1.3 – ИД подъемника прокладчика утка; 6.1.4 – ИД погонялки боевого механизма; 6.2.1 – ИД вылета прокладчика из боевой коробки; 6.2.2 – ИД влета прокладчика в правую приемную коробку; 6.3.1–6.3.3 – ИД батанных коробок; 7.1.1–7.1.3 – избирательные усилители аналоговых сигналов; 7.2.1 – избирательный фазочувствительный усилитель; 8.1.1–8.1.4 – избирательные усилители дискретного сигнала

Все измерения параметров колебательного процесса механизмов машины должны быть привязаны к цикловой диаграмме ее работы. В комплект прибора входит датчик угла поворота главного вала ДУП (блок 1). Он преобразует вращение главного вала в последовательность электрических импульсов по двум каналам ключевого

усилителя КУ (блок 2) и выдает на счетчик импульсов отметку  $0^\circ$  и отметку через каждые  $2^\circ$  угла поворота.

Преобразование осуществляется с помощью эталонного диска диаметром 200 мм, на котором с погрешностью по шагу не более  $5''$  выполнены два концентрических ряда отверстий: 180 отверстий диаметром 1 мм в первом ряду и одно отверстие диаметром 1,5 мм во втором ряду. Соосно с этими отверстиями в щеках корпуса ДУП, жестко связанного со станиной станка, расположены две световые фотофары, каждая из которых заведена в схему своего ключевого усилителя. Когда пучок инфракрасного излучения постоянно работающего узконаправленного излучателя при совпадении отверстия эталонного диска с общей осью излучателя и фотоприемника попадает на него, то его темновой ток возрастает настолько, что транзистор открывается и переходит в режим полного насыщения. Это способствует открытию выходного транзистора, с нагрузки которого на счетчик импульсов поступает короткий электрический сигнал.

В целях повышения помехоустойчивости и формирования хороших фронтов транзисторы ключевого усилителя запираются небольшим обратным потенциалом. На корпусе ДУП предусмотрены индикаторные светодиоды, которые позволяют настраивать эталонный диск на нулевую отметку (оба диска высвечиваются). При этом диск жестко закрепляется на главном валу с помощью клеммового соединения.

Информация, полученная об угле поворота, запоминается в памяти ЭВМ, с которой сопоставляется в дальнейшем информация с других датчиков. Но она имеет и самостоятельное значение для оценки вклада каждого механизма в энергопотребление машины. Поэтому ЭВМ по определенной программе вычисляет мгновенную угловую скорость и ускорение, строит и выводит на дисплей усредненные за несколько десятков или сотен оборотов их графики. Кроме того, регистрируются максимальные, минимальные и средние за цикл значения угловой скорости и вычисляется коэффициент неравномерности вращения.

### **Блок питания ключевых усилителей ДУП**

Плата ключевых усилителей расположена в корпусе ДУП на машине. Питание электрической схемы усилителей осуществляется стабилизированным напряжением  $+6,3$  В, которое подводится к ним экранированным кабелем от блока БП (блок 3), конструктивно объединенного в одном корпусе с генератором несущей частоты ГНЧ, блоком питания генератора БПУ и сетевым трансформатором. Стабилизатор напряжения выполнен на транзисторах по схеме коллекторного усилителя.

Для надежного пуска стабилизатора служит резистор цепи обратной связи, наличие которого несколько увеличивает пульсацию выходного напряжения. При номиналах элементов и токе нагрузки 300 мА пульсация выходного напряжения не превышает 10 мВ.

Точная установка выходного напряжения осуществляется подстроечным резистором делителя при номинальной нагрузке. Переменное напряжение 12 В на вход стабилизатора подводится от одной из вторичных обмоток трансформатора, который одновременно используется и для подачи напряжения на вход БПУ генератора несущей частоты.



### Универсальный блок питания БПУ

Он является двухполярным стабилизированным источником напряжения  $\pm 20$  В и предназначен для питания генератора несущей частоты и канала усилителя сигналов индуктивных датчиков. Электрическая схема ничем не отличается от рассмотренной схемы БП датчика угла поворота. Однако следует отметить, что она имеет два плеча  $+20$  В и  $-20$  В относительно общего нулевого провода. Напряжение для каждого плеча устанавливается потенциометрами. Допустимая нагрузка в каждом плече составляет 200 мА. Пульсация при этой нагрузке не превышает 7 мВ.

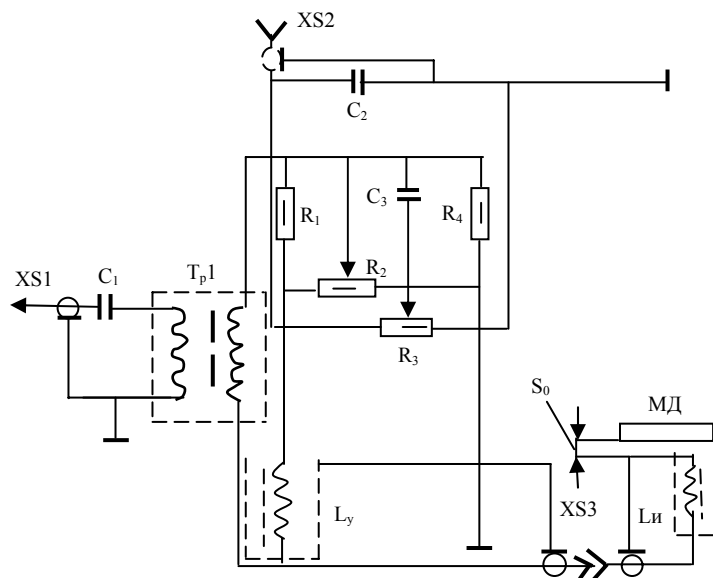
### Генератор несущей частоты ГНЧ (блок 5 рис. 8.30)

Он предназначен для питания индуктивных измерительных мостов ИД и спроектирован для одновременного питания пяти индуктивных датчиков.

Основные характеристики генератора: частота генерации 20 кГц; часовой уход частоты 20 Гц; амплитуда выходного сигнала 4,2 В; нестабильность амплитуды выходного напряжения в течение 1 часа составляет 4 мВ; выходное сопротивление 10 Ом.

### Индуктивный датчик

Мостовая схема включения датчика (рис. 8.32, блок 6 на рис. 8.30) состоит из двух резисторов  $R_1$ ,  $R_2$  и двух индуктивных головок:  $L_y$  (уравновешивающей) и  $L_n$



(измерительной). Питание моста осуществляется через разъем XS1 от генератора несущей частоты через конденсатор  $C_1$  и разделительный трансформатор  $T_{p1}$  (БТК 1П-23), который выполняет гальваническую развязку генератора от измерительных датчиков и соответствующих им каналов усиления.

Рис. 8.32. Электрическая схема включения индуктивного мостового датчика

Элементы  $R_2$  и  $R_3 - C_3$  предназначены для балансировки моста по активному и реактивному сопротивлениям.

Балансировка моста производится в статике при заданном начальном зазоре  $S_0$  между открытой торцевой поверхностью индуктивной измерительной головки  $L_n$  и поверхностью детали, перемещения которой предполагается регистрировать. Балансировка осуществляется путем последовательного приближения к нулевой отметке выходного напряжения моста с помощью потенциометров  $R_2$  и  $R_3$ .

Емкость  $C_2$  на выходе XS2 (выход на избирательный усилитель) снижает нелинейные искажения выходного сигнала, обусловленные искажением генератора ГНЧ, трансформатором  $T_{p1}$  и головками  $L_y$  и  $L_n$ .

Конструкция индуктивной головки была представлена выше, и нет необходимости на ней останавливаться подробно.

Изменение зазора  $S$  при движении детали приводит к изменению реактивного сопротивления головки. В конечном итоге на выходе XS2 моста появляется амплитудно-модулированный сигнал, глубина модуляции которого зависит как от величины изменения  $L_n$ , так и от начальной балансировки моста. Таким образом, механическое движение детали преобразуется в электрический сигнал.

Датчик реагирует как на изменение зазора, так и на изменение площади перекрытия магнитопровода при постоянном зазоре. При всех своих достоинствах датчик имеет один существенный недостаток – нелинейность при значительных (более 10 %) изменениях зазора от начального. Однако последующая процедура обработки усиленного сигнала с помощью ЭВМ тарировочной кривой графика позволяет смягчить этот недостаток.

Индуктивная мостовая схема, представленная на рисунке, за исключением выносной измерительной головки, собрана на плате печатного монтажа диаметром 54 мм и помещена в экранирующем корпусе из дюралюминия Д16. Для удобства балансировки моста ручки потенциометров вынесены наружу на крышку корпуса.

### Избирательный усилитель аналогового сигнала

#### *Модификация первая – ИУАС1*

Электрическая схема ИУАС1 в работе не приводится, с ней можно ознакомиться в [39]. Этот усилитель предназначен для усиления амплитудно-модулированного сигнала, поступающего с индуктивных датчиков колебаний ползушки механизма возврата уточной нити, фиксатора механизма смены цвета, подъемника прокладчиков уточной нити (блоки 7.1.1 – 7.1.3 рис. 8.31).

Особенность сигналов, которые поступают с перечисленных датчиков, состоит в том, что их можно сделать одного знака. Это означает, что все изменения величин и форм полезных (информационных) сигналов будут происходить в одну сторону от нулевого уровня.

Принципиально усилитель состоит из трех каскадов: избирательного предусилителя, настроенного на частоту несущей ГНЧ 20 кГц, амплитудного демодулятора с

пассивным фильтром нижних частот ФНЧ для снятия несущей и выходного каскада частот.

Наличие избирательного предусилителя даже при подключении выносной индуктивной головки с 5-метровым экранированным кабелем обеспечивает уровень помех на выходе усилителя не более 25 мВ

Балансировка индуктивного датчика контролируется на выходе усилителя электронным осциллографом или цифровым вольтметром. При наличии микрометрической головки с ценой деления 0,01 мм можно снимать в статике комплексную тарировочную кривую системы датчик – усилитель как зависимость между перемещением контролируемой детали относительно датчика и выходным напряжением усилителя и заложить ее в память ЭВМ по каждому каналу усиления.

### *Модификация вторая – ИФЧУ*

Электрическая схема ИФЧУ в работе не приводится, с ней можно ознакомиться в [39]. ИФЧУ предназначен для усиления и выявления знака полезного сигнала.

Усилитель состоит из пяти каскадов: избирательного предусилителя, фазосдвигающего каскада, коммутирующего ключа, фазочувствительного демодулятора и выходного каскада (усилителя мощности) с активным фильтром для снятия несущей частоты.

Избирательный предусилитель производит предварительное усиление АМ-сигнала с индуктивного датчика.

Усиленный сигнал поступает на фазочувствительный демодулятор.

Таким образом, при изменении начального зазора сигнал с демодулятора будет иметь один знак, а при изменении в другую сторону – сигнал изменит знак на противоположный. Полученный таким образом протектированный по амплитуде и фазе сигнал, содержащий информацию о величине изменения зазора и его фазе между датчиком и деталью, поступает на усилитель мощности. Данный усилитель является одновременно и фильтром нижних частот третьего порядка с частотой среза 3 кГц.

Питание усилителя осуществляется от двухполярного источника стабилизированного напряжения  $\pm 20$  В со своего БПУ, вынесенного за пределы платы усилителя.

### **Избирательный усилитель дискретного сигнала ИД**

Он предназначен для усиления и первичной обработки сигналов с двух одинаковых по конструкции датчиков вылета и прилета прокладчиков уточной нити (блоки 6.2.1 и 6.2.2 рис. 8.31) и трех одинаковых ИД, снимающих сигналы с батанных коробок.

Все пять перечисленных датчиков преобразуют движение деталей, проходящих в определенные моменты времени около датчиков, в электрический сигнал колоколообразного вида.

В информации, полученной с указанных датчиков, представляют интерес только момент подхода детали к датчику и момент ее отхода на каком-то уровне. При коло-

колообразном АМ-сигнале на входе усилителя на выходе получаем сигнал П-образной формы.

Особенностью усилителя является то, что при усилении сигналов, которые могут поступать в одно время от датчиков батанных коробок, используются три самостоятельных канала усиления (блоки 8.1.2, 8.1.3 и 8.1.4 рис. 8.31) с подачей сигнала ИД только на один вход предусилителя.

Инструментальная ошибка каждого канала оценивается при установке каждого из трех датчиков ИДВК (6.3.1, 6.3.2 и 6.3.3 рис. 8.31) на одно и то же место с последующей регистрацией переднего фронта выходного сигнала усилителя и привязкой его микроЭВМ к углу поворота главного вала.

Прецизионный амплитудный демодулятор выполняет не только детектирование усиленного сигнала АМ-сигнала, поступающего с избирательного предусилителя, но одновременно и усиление его по напряжению. Далее продетектированный АМ-сигнал проходит через двухзвенный пассивный фильтр нижних частот. На выходе его поставлен выпрямитель, ограничивающий уровень информационного сигнала, поступающего на вход усилителя мощности, который работает в линейном диапазоне даже при больших уровнях входного сигнала. Тем самым улучшается передача переднего и заднего фронтов информационного сигнала. Питание каждого канала ИУДС осуществляется от своего БПУ, конструктивно расположенного на одной плате с усилителем.

### **Устройство связи с аналоговыми и цифровыми датчиками (АДС)**

Вся информация, полученная с датчиков, перерабатывается специальным устройством, которое носит название устройства связи.

Устройство связи с аналоговыми и цифровыми датчиками АДС предназначено для подсоединения к каналу ЭВМ, аналоговых и цифровых внешних устройств, обменивающихся с ЭВМ байтовыми данными в параллельном коде.

Центральный процессор и устройство АДС обмениваются информацией посредством программных операций с опросом флажков готовности и программных операций с использованием прерывания программ по таймеру. Устройство АДС способно хранить 12-разрядный код цифрового эквивалента аналогового сигнала одного из каналов; 16-разрядные коды, несущие информацию о неравномерности вращения главного вала станка, и код, эквивалентный скорости прокладчика точной нити; 8-разрядный код, выдаваемый на плату графического дисплея.

### **Проверка диагностического комплекса**

Диагностический комплекс включает прибор, датчики, средства регистрации и обработки информации.

В усилительно-регистрирующем модуле комплекса периодическую проверку (один раз в течение года) должен проходить только блок ГНЧ. Проверяться должны следующие параметры: форма сигнала (синусоидальный); частота генерации (20кГц); выходное напряжение (7 В); часовой уход частоты (100 Гц в обе стороны от нулевой линии); часовой уход напряжения (50 В в обе стороны от нулевой линии).

Все параметры ГНЧ проверяются при работе его на активную нагрузку 10 Ом (10 Вт) после 30-минутного прогрева аппаратуры.

Для качественной оценки регистрирующего процесса необходимо провести тарировку измерительного тракта, включающего индуктивный датчик и усилитель УЗПУ или ИФЧУ.

Тарировка проводится по следующей методике:

- выставляется необходимый начальный зазор между индуктивной головкой и деталью по шупу или с помощью концевых мер;

- производится предварительная балансировка ИД и в работе станка подбирается необходимое усилие ИЗПУ или ИФЧУ. В этом случае сигналы, подаваемые на АЦП блока, не должны превышать 5 В;

- на расстоянии 15...20 мм от оси чувствительной головки ИД устанавливается микрометрический индикатор линейных перемещений;

- балансируется в статических условиях нуль ИД в исходном положении детали (при необходимом начальном зазоре);

- с помощью ручного перемещения за штурвал осуществляется ряд последовательных перемещений деталей относительно ИД, при этом фиксируются показания цифрового вольтметра (с экрана видеомонитора);

- на основании показаний индикатора и цифрового вольтметра строится тарировочный график;

- обрабатывается тарировочный график и вводится с постоянным шагом по напряжению в ОЗУ;

- снимается микрометрический индикатор и запускается станок в рабочий режим.

Если произошли изменения усиления, то следует провести тарировку заново. При качественной оценке регистрирующего процесса надобность в повторной тарировке отпадает.

Датчики угловых перемещений (смены цвета и разрядки торсионного валика) в тарировке не нуждаются. Линейность выходной характеристики заложена в них при проектировании и изготовлении нелинейного торцевого профиля.

Приборы, которые используются для проверки диагностического комплекса:

- электронный осциллограф С 1–83;

- частотомер Ч 3–35 А;

- цифровой вольтметр В 7 – 27/А1;

- таймер (часы).

При эксплуатации данного диагностического комплекса должны соблюдаться меры безопасности:

- корпус прибора должен быть заземлен на станок;

- к работе с приборами допускаются лица, изучившие инструкцию по эксплуатации (инструкция пользователя);

- запрещается во время работы отключать кабели, соединяющие видеомонитор с прибором;

- комплекс должен обслуживать высококвалифицированный инженер-электронщик.



В остальном правила по эксплуатации и охране труда ничем не отличаются от действующих на предприятиях.

## **ГЛАВА 9**

### ***ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ ОБОРУДОВАНИЯ***

Для оценки выбора рациональных параметров при эксплуатации оборудования необходимо установить критерии, которые позволят рекомендовать режимы работы его или подобрать конструктивные решения, обеспечивающие заданные условия.

Всякая машина проектируется исходя из представлений о характере и величине приложения нагрузок, частотного диапазона вращения главного вала, а также частот вынужденных и свободных колебаний элементов, механизмов и устройств, из которых и состоит сама машина.

Предлагается в качестве общих параметров для механизмов и элементов брать их частотные характеристики (частоты свободных колебаний), а динамический характер приложения внешних нагрузок учитывать коэффициентами роста нагрузок (или перемещений).

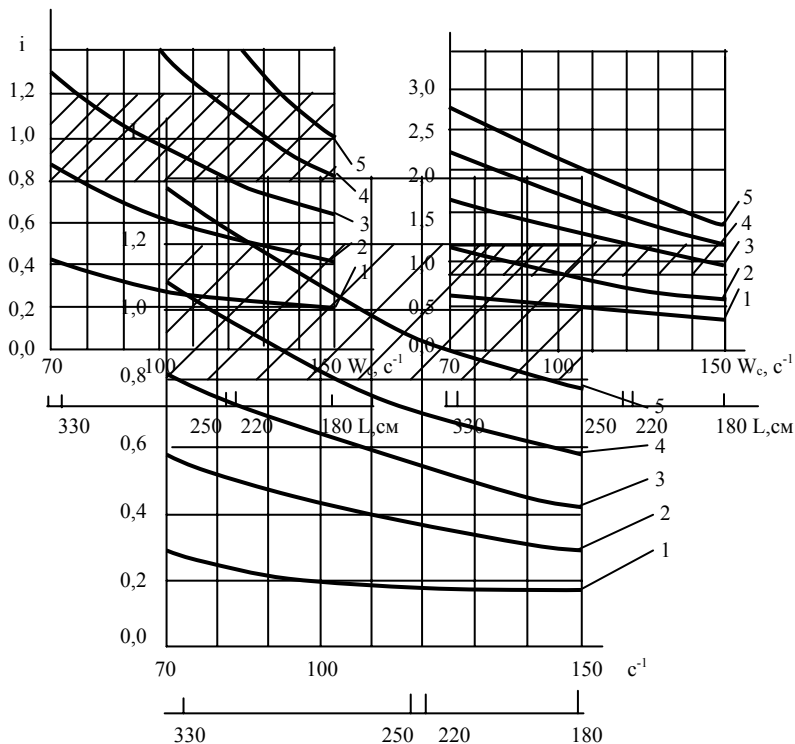
#### **Анализ поведения и выбор режимов эксплуатации несущих конструкций и механизмов**

Ранее в разделе 3.2 были приведены значения частот свободных колебаний при кручении и изгибе несущих систем машин ткацкого производства для гаммы ткацких станков с заправочными ширинами от 180 до 330 см. В этом же разделе приведены и графики изменения частот свободных колебаний в зависимости от заправочных ширин.

Для оценки поведения конструкций несущих систем в условиях их эксплуатации приняты частоты вращения главного вала от 200 до 500 об/мин. Методика предусматривает выявление резонансных режимов при совпадении частот вынужденных колебаний с собственными частотами.

Поскольку возбуждение имеет полигармонический характер, за частоту вынужденных колебаний принимались частоты, соответствующие первым пяти гармоникам по отношению к основной частоте вынужденных колебаний – частоте вращения главного вала. Справедливость такого подхода подтверждается данными, приведенными в отчетах научно-исследовательского института легкой и текстильной промышленности (ВНИИЛТекмаш) [40].

Высшие гармоники, начиная с шестой, незначительно влияют на колебания в связи с малостью амплитуд возбуждаемых вынужденных колебаний на этих частотах (1...2 %).



Выбирать рациональные режимы и конструктивные параметры несущих систем можно в соответствии с графиками, показанными на рис. 9.1...9.12.

Рис. 9.1. Графики зависимости между частотой основного тона изгибных колебаний в горизонтальном направлении и отношением частот вынужденных и свободных колебаний при частоте вращения главного вала 200 об/мин

На рис. 9.1 по оси ординат отложены значения  $i = w_b/w_c$ , а по оси абсцисс значения частот свободных колебаний несущих систем ( $w_c$ ) и конструктивные особенности конструкций ткацких станков, выраженные их ширинами заправок.

Аналогичные графики построены для частоты вращения главного вала 500 об/мин, хотя на таких частотах оборудование не эксплуатируется, но повышенный режим позволит выявить резерв и заложить запасы по устойчивой и надежной работе вновь проектируемого оборудования. Такие графики приведены на рис. 9.4.

На графиках, представленных на рис. 9.1...9.4, опасные зоны, близкие к резонансным или находящиеся в резонансе, отмечены штриховкой. Так при частоте вращения

200 об/мин заштрихованная область занимает главным образом пятую и четвертую гармоники и только касается третьей. При частоте вращения  $n=300$  об/мин область расширяется и занимает 5, 4, 3 и касается второй. При

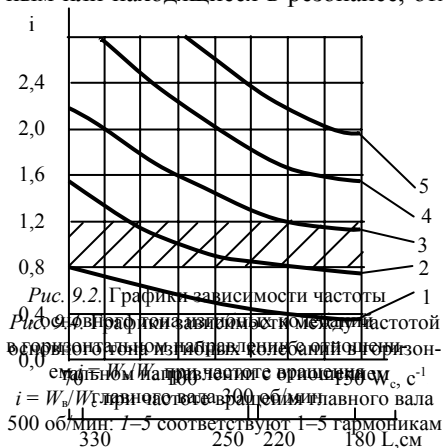
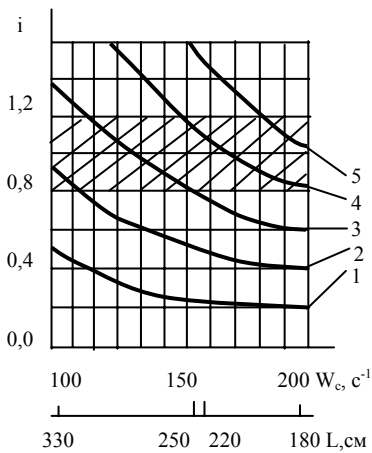


Рис. 9.2. Графики зависимости частоты основного тона изгибных колебаний в горизонтальном направлении от частоты свободных колебаний несущих систем при частоте вращения главного вала 500 об/мин. 1-5 соответствуют 1-5 гармоникам

Рис. 9.3. Графики зависимости частоты основного тона изгибных колебаний в горизонтальном направлении с отношением  $i = W_b/W_c$  при частоте вращения главного вала 400 об/мин



указывает на то, что в наиболее неблагоприятных условиях при эксплуатации находятся станки с шириной заправки более 180 см и, чем более широкий станок, тем в более неблагоприятных условиях он работает.

В связи с тем, что вторая собственная частота может также существенно влиять на динамический характер поведения несущих систем, ниже приводятся графики, указывающие на характер их взаимодействия.

Для анализа поведения несущих систем в динамических условиях от действия второй собственной частоты необходимо проанализировать графики, приведенные на рис. 9.5...9.8.

Ниже показаны графики, аналогичные приведенным выше, для второй частоты свободных колебаний при изгибе, но из расчета перспективного проектирования

Рис. 9.5. Графики зависимости между второй собственной частотой изгибных колебаний в горизонтальном направлении и отношением  $i = W_n/W_c$  при частоте вращения главного вала 200 об/мин

Рис. 9.6. Графики зависимости между второй собственной частотой изгибных колебаний в горизонтальном направлении с отношением  $i = W_n/W_c$  при частоте вращения главного вала 200 об/мин

оборудования при частотах вращения главного вала 400 и 500 об/мин.

Поведение конструкций несущих систем технологических машин определяется

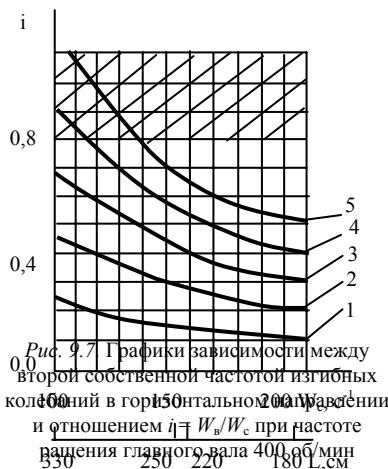


Рис. 9.7. Графики зависимости между второй собственной частотой изгибных колебаний в горизонтальном направлении и отношением  $i = W_n/W_c$  при частоте вращения главного вала 400 об/мин

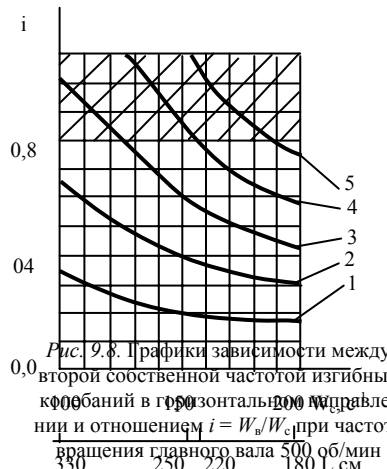


Рис. 9.8. Графики зависимости между второй собственной частотой изгибных колебаний в горизонтальном направлении и отношением  $i = W_n/W_c$  при частоте вращения главного вала 500 об/мин

400 об/мин заштрихованная область сдвигается вниз и пересекает 4, 3, 2 гармоники. При 500 об/мин происходит пересечение с 3, 2 гармониками.

Анализ графиков



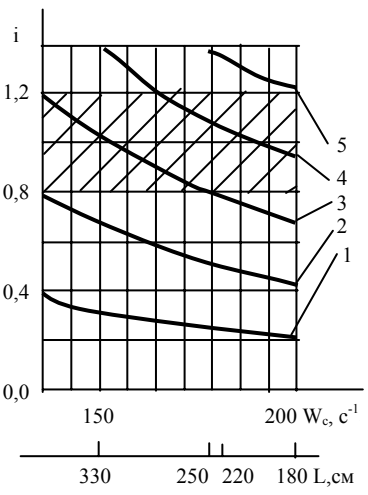
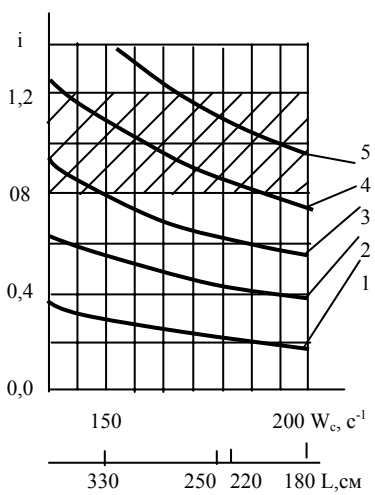
не только изгибными колебаниями, но и крутильными. Частотный диапазон собственных частот при кручении несколько выше, чем при изгибе. В этой связи и отношения  $W_b/W_c$  будут зависеть от конкретной конструкции и скорости вращения главного вала станка, но эти отношения будут значительно меньше, чем при изгибе. Поэтому вероятнее возникновение резонансов усилившихся. Ниже приводятся графики изменения зависимости между частотой основного тона и отношением частоты вынужденных и собственных колебаний при частотах вращения главного вала от 200 до 500 об/мин.

Для оценки поведения несущих систем при повышенных динамических режимах исследователю необходимо уметь осуществлять прогноз в части соответствия их назначению или уметь выбирать такие режимы при эксплуатации, которые позволят работать оборудованию в наиболее приемлемых условиях. С этой целью авторы приводят графики на рис. 9.11 и 9.12.



Рис. 9.9. Графики зависимости между частотой основного тона крутильных колебаний с отношением  $i = W_b/W_c$  при частоте вращения главного вала 200 об/мин

Рис. 9.10. Графики зависимости между частотой основного тона крутильных колебаний с отношением  $i = W_b/W_c$  при частоте вращения главного вала 300 об/мин



*Рис. 9.11.* Графики зависимости между частотой основного тона крутильных колебаний с отношением  $i = W_n/W_c$  при частоте вращения главного вала 400 об/мин

*Рис. 9.12.* Графики зависимости между частотой основного тона крутильных колебаний и отношением  $i = W_n/W_c$  при частоте вращения главного вала 500 об/мин

Анализ графиков указывает на то, что можно прогнозировать возможность резонансных режимов, приводящих к возникновению значительных виброперемещений несущих систем, отрицательно сказывающихся на работе технологического оборудования. Так для бесчелночных ткацких станков с заправочной шириной 180 см возможны резонансные режимы при скоростях вращения главного вала  $n = 300, 400$  и 500 об/мин.

Для станков с заправочной шириной 220 см под резонансные режимы подпадают частоты вращения главного вала при 300, 400 и 500 об/мин. Для станков с заправочной шириной 250 см – при 200 об/мин, 300, 400 и 500 об/мин. Для станков с заправочной шириной 330 см резонансные режимы охватывают практически весь диапазон от 200 до 500 об/мин.

Таким образом, с увеличением ширины заправки ткацкого станка, а вернее, с уменьшением частоты свободных колебаний растет вероятность возникновения резонансных режимов при его эксплуатации. Причем вероятность резонансных режимов увеличивается с ростом частоты вращения главного вала. Для широких станков возможность резонансных режимом перекрывает весь диапазон эксплуатации при частотах вращения главного вала от 200 до 500 об/мин.

Поэтому при проектировании оборудования конструктору следует обращать внимание на режимы, при которых оно будет эксплуатироваться, и сообразно с этим обстоятельством закладывать необходимый частотный диапазон свободных колебаний несущих систем. Одним из параметров, который может существенно повлиять на изменение частотного диапазона, является жесткость конструкции, которая зависит как от жесткости самих составляющих элементов несущей системы, так и от их прикрепления к рамам.

Поэтому для изменения частотного диапазона несущих систем бесчелночных ткацких станков в сторону увеличения можно рекомендовать дополнительную связь для рам, в качестве которой можно использовать подкальную трубу с непосредственным ее прикреплением к рамам станка, дополнительные стяжки для крепления передней и задней связей, а также увеличение их жесткости. Кроме того, следует обратить внимание и на конструкцию самих рам, которые служат основой для крепления всех элементов.

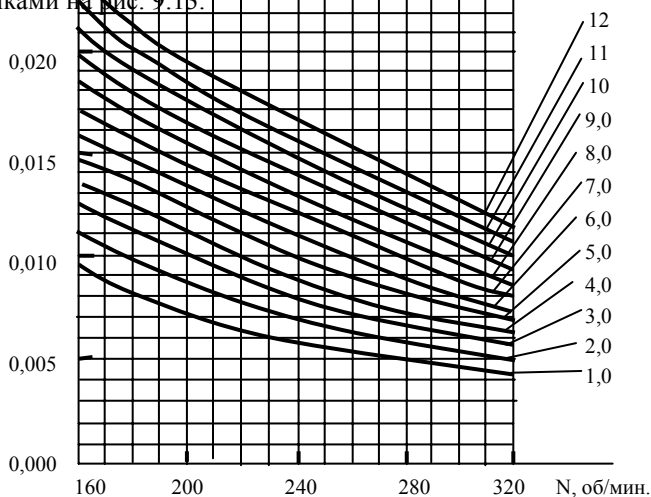
В некоторых случаях может появиться необходимость в правильном назначении режимов работы отдельных механизмов, которые непосредственно контактируют с

обрабатываемым продуктом. Особенно это актуально, когда продукт несет в себе упругие, эластические и пластические свойства. Теоретически решить такую задачу очень сложно из-за отмеченных выше свойств продукта. Поэтому в работе предлагается комбинированный метод, позволяющий некоторые параметры механизмов рассчитывать теоретически (частоты свободных колебаний), а некоторые на основе значений, полученных из эксперимента (см. главу 8).

Для примера рассмотрим выбор рациональных параметров при эксплуатации механизма прибора уточных нитей бесчелночных ткацких станков. Вырабатываемый продукт несет все перечисленные составляющие: упругую, эластическую и пластическую. В зависимости от состава волокна, крутки и других параметров названные выше составляющие будут иметь и разные соотношения в общей характеристике ткани и нитей основы. Кроме того, следует отметить, что эти параметры будут зависеть не только от состава волокна, но и от плотности перерабатываемого продукта (ткани). Плотность ткани характеризуется специальным коэффициентом, который называется коэффициентом заполнения. Ткани, имеющие коэффициенты заполнения до 0,5, называются легкими, а выше 1 – плотными. Рассмотрим выбор рациональных параметров механизма прибора на примере выработки на станках СТБ тканей с коэффициентом заполнения выше 1. В этом случае силы технологического сопротивления превышают силы инерции механизма прибора уточных нитей. В условиях эксплуатации режимы работы станков подбираются исходя из таких технологических параметров, как величина приборной полоски, положение скала по высоте и глубине станка, но не учитывается надежность работы основных, наиболее нагруженных в динамическом отношении механизмов, к которым в первую очередь относится механизм прибора.

Экспериментальные данные, приведенные на рис. 8.5, указывают на динамический характер поведения механизма прибора уточных нитей в момент прибора их к опушке ткани. В зависимости от перерабатываемого суровья, плотности ткани динамический характер деформаций подбатанного вала изменяется и его можно оценить временем и амплитудой его деформаций (см. рис. 8.6).

Значения частот свободных колебаний системы батана при изгибе и кручении были приведены в разделе 3.1. Время деформации подбатанного вала в зависимости от времени деформации ткани для момента прибора уточных нитей приведено на рис. 8.7. Время прохождения бердом опушки ткани зависит от величины приборной полоски и частоты вращения главного вала станка, изменения которого представлены графиками на рис. 9.13.



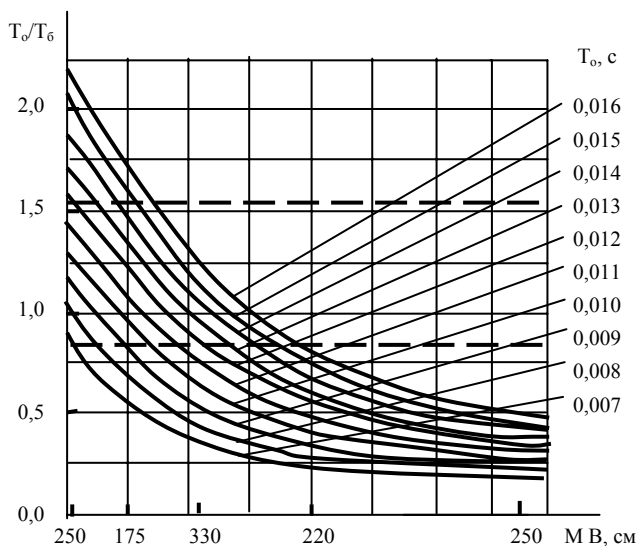


Рис. 9.13. Графики изменения времени деформации ткани в зависимости от частоты вращения главного вала и величины прибойной полоски:  $T_{пр}$  – время деформации ткани, зависящее от плотности и величины прибойной полоски;  $L$  – величина прибойной полоски;  $N$  – частоты вращения главного вала станка

В связи с тем, что на разных по ширине заправки ткацких станках могут перерабатываться ткани с одинаковой шириной прибойной полоски, необходимо ввести показатели, которые бы отличали конструкции и, в свою очередь, позволяли оценить динамический характер приложения нагрузки.

В качестве такой характеристики выбраны отношения времени деформации подбатанного вала к периоду свободных колебаний системы батана. Следует отметить, что в рассматриваемом случае величины отношений будут существенно отличаться даже при постоянном времени деформации ткани (рис. 9.14).

Рис. 9.14. Графики изменения отношений  $T_д/T_б$  в зависимости от ширины заправки ткацкого станка:  $T_д$  – время деформации подбатанного вала;  $T_б$  – период свободных колебаний при изгибе или кручении системы батана;  $B$  – ширины заправки станков

Данные экспериментальных исследований указывают на необходимость анализа поведения механизма в динамических условиях с учетом коэффициента роста деформаций (нагрузок) (см. рис. 8.6). Значения коэффициента, превышающие 1, соответствуют определенному уровню величины отношений  $T_д/T_б$ , которые отмечены на рис. 9.14 штриховой линией.

Анализ графиков указывает на то, что практически все механизмы, предназначенные для прибора уточных нитей, работают в перенапряженных условиях.

Наша задача сводится к выбору наиболее благоприятных (рациональных) режимов при работе оборудования или к разграничению оборудования по ассортиментным возможностям.

Основным критерием по разграничению ассортиментных возможностей может служить технологический параметр, такой, как величина приборной полоски.

При выборе рациональных режимов в качестве критерия может быть предложен график роста деформаций подбattanного вала (см. рис. 8.6) с учетом графиков на рис. 8.7, 9.13, 9.14.

Рассмотрим на конкретном примере выработку на станках СТБ ткани типа джинсовой (Н-192) с приборной полоской 8 мм. Возьмем ряд станков, на которых может вырабатываться эта ткань: СТБ 180; СТБ 220; СТБ 330 с частотами вращения главного вала: 240...300; 220...280; 180...220 об/мин соответственно.

В соответствии с графиками, приведенными на рис. 9.13, находим величину времени деформации ткани  $T_{пр}$  с учетом частоты вращения главного вала. Она составляет 0,009...0,017 с. На основании графиков, приведенных на рис. 8.7, выбираем время деформации подбattanного вала, которое для данного артикула ткани составляет 0,004...0,009 с. Находим на графике, приведенном на рис. 9.14, интервал времени

$T_0 = 0,004...0,009$ . Значение  $T_0 = 0,004$  на графике отсутствует, так как при таком значении рост коэффициента деформаций незначителен. Далее рассмотрим диапазон времени  $T_0 = 0,007$  и более. При рассмотрении этого интервала значений видно, что графики изменения времени деформации пересекают пунктирные линии в зоне станков СТБ 250, СТБ 180. При этом СТБ 250 подпадает полностью под режимы, которые соответствуют отношению  $T_0/T_6 = 0,8...1,2$ . При таких значениях наблюдается максимальная величина коэффициента роста деформаций (рис. 8.6). Для станка с заправочной шириной 180 см основную опасность представляет  $T_0 = 0,009$  с, при котором  $T_0/T_6 = 0,8$ . Для значений  $T_0$  ниже этого уровня находится зона удовлетворительных режимов работы. Что касается остального оборудования, то опасности при рассматриваемых режимах работы для выработки ткани этого типа нет.

Практика эксплуатации оборудования показывает, что для выработки ткани типа джинсовой и более плотных применяются станки с шириной заправки 180 см. В этом случае следует рекомендовать при выработке таких тканей стремиться, чтобы  $T_0$  было как можно меньше. Этого можно достичь увеличением частоты вращения главного вала ткацкого станка. Так при ширине полоски 8 мм желательно, чтобы это время было не более 0,008 с, что можно обеспечить за счет выбора на графике (рис. 9.1) кривой с приборной полоской 8 мм и частотой вращения  $N = 300...320$  об/мин.

Таким образом, имея приведенные графики и технологические параметры, необходимые для формирования ткани (величина приборной полоски, усилие от натяжения нитей основы, усилие, необходимое для формирования ткани), можно выбрать наиболее приемлемые режимы или выбрать подходящее для этих целей оборудование.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Агейкин Л. Н., Костина Е. Н., Кузнецова Н. П.* Датчики контроля и регулирования. – М.: Машгиз, 1962. – 248 с.
2. *Алабужев П. М., Афанасьев Ю. А. и др.* Боевой механизм ткацкого станка с разомкнутой кинематической цепью / Авт. свид. № 1340056 / 28 12 от 3.01.1972.
3. *Аносов В. Н.* Методы исследования и расчета боевых механизмов ткацких станков: Автореф. дисс. ... д-ра техн. наук. – М., 1959. – 520с.
4. *Афанасьев Ю. А., Алабужев П. М. и др.* Боевой механизм ткацкого станка с замкнутой кинематической цепью / Авт. свид. № 1146659 / 28 от 12. 04. 1967.
5. *Бабаков И. М.* Теория колебаний. – М.: Физматгиздат, 1958. – 625 с.
6. *Башта Т. М.* Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. – М.: Машиностроение, 1970. – 380 с.
7. *Бравин Е. Л.* Новый метод расчета гидравлических тормозов артиллерийских систем. – М.: Артакадемия, 1944. – 215 с.
8. *Башта Т. М.* Машиностроительная гидравлика. – М.: Машиностроение, 1967. – 268 с.
9. *Вентцель Е. С.* Теория вероятностей. – М.: Физматгиз, 1958. – 348 с.
10. *Вульфсон И. Н.* Динамические расчеты цикловых механизмов. – Л.: Машиностроение, 1986. – 328 с.
11. *Гайдай С. А.* Определение закона изменения давления в масляном катаракте при ламинарном истечении жидкости через регулируемое отверстие // Сб. ЦНИИТЭИлегпищемаш, 1970. – № 1.
12. *Горов Э. А., Соловьев А. Б.* Боевой механизм для ткацких станков с микрочелноками / Авт. свид. № 190815 от 29.12.1966.
13. *Гранс Дж.* Важнейшие вопросы проектирования и расчета кулачковых механизмов // Прикладная механика и машиностроение. – М.: Из-во иностр. лит-ры, 1952. – № 4.
14. *Дарков А. В., Широ Г. С.* Сопrotивление материалов: Учеб. для втузов. – 5-е изд. – М.: Высшая школа, 1989. – 624 с.
15. *Дарков А. В., Шапошников Н. Н.* Строительная механика: Учеб. для строит. спец. вузов. – 8 изд. перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1986. – 607 с.
16. *Джолдасбеков У. А.* Исследование кинематики и динамики торсионного боевого механизма ткацких станков: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. – М., 1962.
17. *Демидович Б. П.* Численные методы анализа. – М.: Физматгиз, 1970. – 340 с.
18. *Добровольский В. В.* Об одной группе зубчато-шарнирных механизмов // Вопросы машиноведения. – М., 1950. – С. 31-38.
19. *Завьялов Ю. С., Квасов Б. И., Мирошниченко В. Л.* Методы сплайн-функций. – М.: Наука, 1980. – 350 с.
20. *Иванов Л. Н., Терентьев О. А.* Анализ надежности боевых механизмов ткацких станков типа СТБ // Машиностроение для текстильной промышленности, 1970. – № 1.
21. *Кунявский Б. М., Новгородцев В. А., Подгорный Ю. И.* Учет упругой податливости звеньев механизмов при синтезе законов движения в виде сплайнов // Анализ динамики и применение силовых импульсных систем. – Новосибирск, 1986. – С. 61-65.

22. *Левитский Н. И.* Кулачковые механизмы. – М.: Машиностроение, 1964. – 287 с.
23. *Левитский Н. И.* Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1990. – 600 с.
24. *Неклютин С. Г.* Проектирование кулачков. – М.: Изд-во иностр. лит-ры, 1958. – 258 с.
25. *Новгородцев В. А., Куняевский Б. М.* Использование сплайнов при проектировании механизмов для обработки подошв обуви // Сплайн-функции в инженерной геометрии. Вычислительные машины. – Новосибирск: Изд-во Ин-та математики СО АН СССР, 1981, вып. 86, – с.135 – 140.
26. *Новгородцев В. А.* Использование кубических сплайнов при решении задач анализа и синтеза механизмов // Теория механизмов и машин. Харьков: Вища школа. Вып. 36, 1981. – С. 3-9.
27. *Подгорный Ю. И., Кириллов А. В.* Разработка методики для определения статических деформаций системы батана ткацких станков / НФ МТИЛП. – Новосибирск, 1992. – 23 с. – Деп. В ЦНИИТЭИлепром 20.07.92. – № 3462.
28. *Подгорный Ю. И., Кириллов А. В., Афанасьев Ю. А.* Определение частотных характеристик изгибных колебаний остовов ткацких станков // Оборудование и технология машиностроительного производства: Межвуз. сб. науч. тр. Новосиб. гос. техн. ун-та. – Новосибирск, 1996. – с. 23–30.
29. *Подгорный Ю. И., Кириллов А. В.* Исследование характеристик прочности остовов машин легкой промышленности / Сб. научных трудов МГАЛП. – М., 1993. – Вып. 1. – С. 97 – 102.
30. *Подгорный Ю. И., Кириллов А. В., Афанасьев Ю. А.* Определение жесткостных характеристик конструкций остовов ткацких станков // Оборудование и технология машиностроительного производства: Межвуз. сб. науч. тр. Новосиб. гос. техн. ун-та. – Новосибирск. 1996. – С. 31-38.
31. *Райс Дж.* Матричные вычисления и математическое обеспечение / Пер. с англ. О.В. Арушиняна; Под ред. В.В. Воеводина. – М.: Мир, 1984. – 264 с.
32. *Полупроводниковые тензодатчики.* – М.: ОНТИ Прибор, 1967. – 52 с.
33. *Рапацкая И. В.* Датчики давления с полупроводниковыми тензодатчиками // Механика машин, 1966. – Вып. 1-2.
34. *Ротбарт Г. А.* Кулачковые механизмы. – Л.: Судпромгиз, 1960. – 324 с.
35. *Сергеев С. И.* Демпфирование механических колебаний. – М.: Машиностроение, 1959. – 252 с.
36. *Станки ткацкие бесчелночные СТБ с малогабаритными прокладчиками утка:* Техническое описание и инструкция по эксплуатации, настройке и ремонту. – М.: Техмашэкспорт, 1986. – 117 с.
37. *Тир К. В.* Комплексный расчет кулачковых механизмов. – М.: Машгиз, 1958. – 290 с.
38. *Хорна О.* Тензометрические мосты. – М.: Госэнергоиздат, 1962. – 230 с.
39. *Отчет по НИР: Модернизация ткацких станков СТБ с целью повышения их производительности, качества и надежности.* / № гос. рег. 01827053937; Инв. № 02850042445.
40. *Отчет ВНИИЛТЕКМАШ, 1992.* – 135 с.
41. *Ярунов А. М.* Повышение быстроходности кулачковых механизмов геометрического замыкания. // Задачи динамики и управления машинами и механизмами: Сб. науч. тр. / НЭТИ. – Новосибирск, 1988. – с. 27-31.
42. *Ярунов А. М.* Анализ влияния упругих колебаний на величину инерционного нагружения при кинематическом замыкании коромысловых кулачковых механизмов // Задачи динамики и управления машинами и механизмами: Сб. науч. тр. / НЭТИ. – Новосибирск, 1988. – С. 31-33.
43. *Ярунов А. М.* Возможность получения многократного ударного нагружения от действия центробежных сил инерции // Анализ и синтез импульсных механических систем: Сб. науч. тр. / НЭТИ. – Новосибирск, 1988. – С. 42-43.



**Юрий Ильич Подгорный**

**Юрий Андреевич Афанасьев**

**ИССЛЕДОВАНИЕ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ  
МЕХАНИЗМОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН**

**Монография**

Редактор *И.Л. Кескевич*  
Технический редактор *Г.Е. Телятникова*

---

Лицензия № 021040 от 22.02.96. Подписано в печать 06.10.2000.  
Формат 60×84 1/16. Бумага офсетная. Тираж 150 экз. Уч. - изд. л. 10,8. Печ. л. 12,0. Изд.  
№ 1392. Заказ № . Цена договорная.

---

Отпечатано в типографии  
Новосибирского государственного технического университета  
630092, г. Новосибирск, пр. К. Маркса, 20.