

Исследование процесса останова ткацкого станка

Аспирант А. Н. ЛУНЕВ.
(Московский текстильный институт)

Повышение производительности ткацкого станка при прочих одинаковых условиях зависит от увеличения его скорости, а это требует дальнейшего усовершенствования конструкций как основных механизмов, так и предохранительных устройств.

В результате нарушения технологического процесса образования ткани станок должен быть остановлен в определенном положении, удобном для заводки нитей и пуска станка. Наиболее трудно это сделать при недолете челнока в челночную коробку. В этом случае, при перемещении батана к опушке ткани, челнок может произвести групповой отрыв нитей основы. Для предупреждения этого на ткацких станках имеются различные приспособления, в частности все автоматические ткацкие станки имеют замочный механизм, контролирующей нормальную посадку челнока. Условия работы этого механизма создают серьезные затруднения для дальнейшего повышения скорости станка. Величина углового перемещения коленчатого вала при ударе в замки определяются в 10—15°. При скорости вращения коленчатого вала 240 об/мин время на останов составит около 0,01 сек. В этот период вся кинетическая энергия станка должна быть поглощена механизмом останова. Это вызывает угрожающе повышенные напряжения в звеньях батанного механизма и станка в целом.

В связи с проектированием ткацких автоматов с повышенным числом оборотов встает вопрос о создании такого механизма останова, который устранил бы применение замочного механизма. В конструкциях автоматов этот вопрос решается по-разному.

Учитывая вышеизложенное, нами был спроектирован специальный механизм останова для станка АТ—100—2, причем замочный механизм был снят. Бердо крепится жестко. Останов станка производится только тормозом, расположенным на коленчатом валу. В существующих конструкциях станков встречаются колодочные и ленточные тормоза, поэтому наша конструкция предусматривала возможность постановки на станок того и другого тормоза и проведено сравнение эффективности их работы.

Чтобы останов станка производился при замене челнока, необходимо дополнительное устройство, дающее в нужный момент сигнал для работы тормоза. С этой целью был использован щуп челнока, предложенный конструкторами Климовского завода, позволяющий давать сигнал для останова раньше, чем это делает клапан челночной коробки. Челнок воз-

действовал на шуп челнока при $218\text{--}220^\circ$ поворота коленчатого вала от прибора. Конец боя — 110° . Исследования проводились при скорости станка 206, 220 и 240 об/мин.

В настоящей работе изложены результаты исследования этого механизма.

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

Прежде всего необходимо отметить, что механизм останова станка состоит из привода и собственно тормоза. При исследовании привода тормоза необходимо определить время на срабатывание его, на выборку зазоров между колодками и шкивом, а также между лентой и шкивом. При исследовании собственно тормоза необходимо получить закон нарастания тормозного момента. Исходя из этих задач и была составлена методика исследования.

На рис. 1 представлена схема колодочного тормоза. При ударе замочного пера 1 в подушку 2 последняя переместится вправо, повернув рычаг 3. При этом освобождается тормозной рычаг 4 и сшибается пусковая

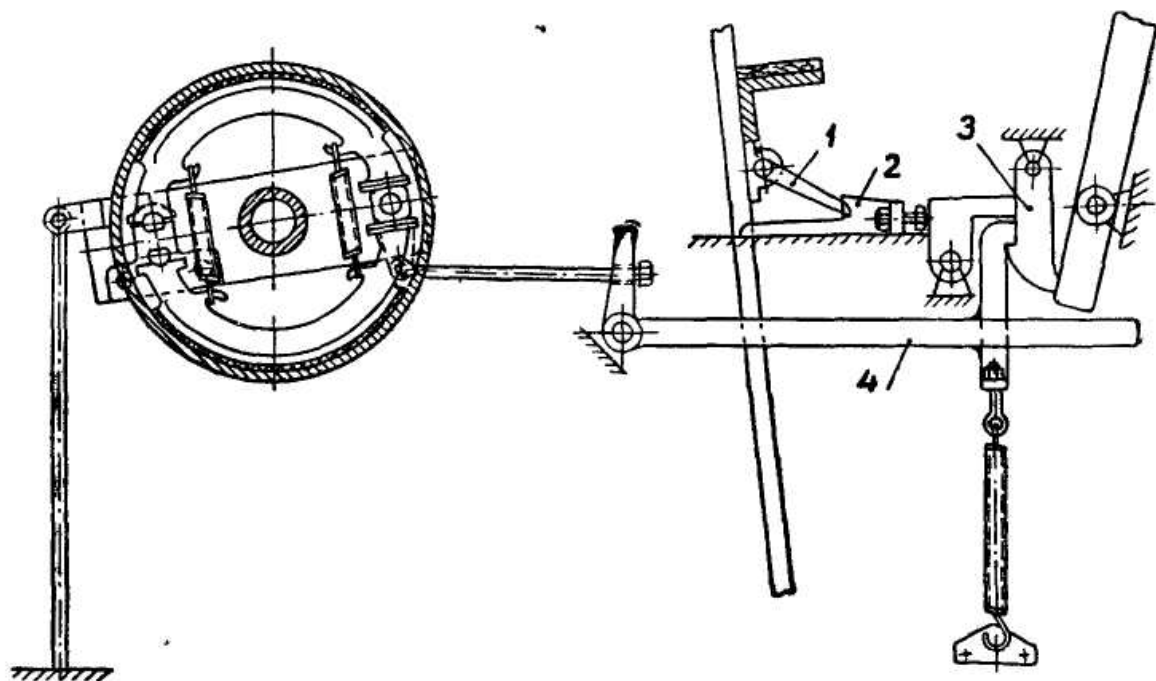


Рис. 1.

ручка станка. Под действием тормозной пружины рычаг 4 опускается вниз и через систему рычагов поворачивает кулачок, который прижимает колодки к тормозному шкиву. Происходит торможение станка. Особенность исследуемой конструкции тормоза заключается в том, что здесь сделаны две оси колодок, в результате чего мы можем определить усилия, действующие на каждую из них. Оси колодок и ось кулачка укреплены в специальном траверсе, последний посажен на подшипник коленчатого вала и укреплен неподвижно.

Рассмотрим действие сил на колодку тормоза (рис. 2).

Здесь P — усилие распора, действующее на колодку;
 N — нормальное усилие;
 μN — сила трения;
 Q_y и Q_x — вертикальная и горизонтальная, составляющие общее давление на ось колодки;
 β_1 и β_2 — углы, ограничивающие длину колодки.

Спроектировав все действующие на колодку силы на оси X и Y и взяв уравнение моментов относительно оси колодки, найдем:

$$Q_x = \frac{M_m}{\mu R \cdot y} - \frac{M_m(x \pm \mu y d)}{\mu y d},$$

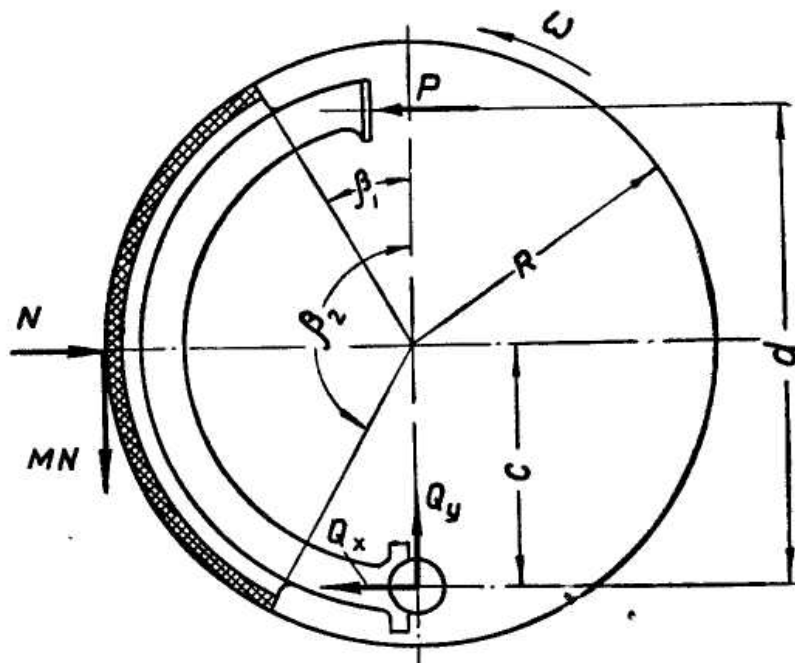


Рис. 2.

откуда

$$M_m = \frac{Q_x}{\frac{1}{\mu R y} - \frac{x \pm \mu y}{\mu y d}},$$

где

- M_m — момент тормозной, создаваемый колодкой;
- μ — коэффициент трения;
- R — радиус барабана;
- y — коэффициент, зависящий от угла охвата колодки;
- d — расстояние от оси колодки до точки приложения усилия распора;
- c — расстояние от оси барабана до оси колодки;

$$x = \frac{c}{R}$$

Пользуясь выражением 1, мы можем определить тормозной момент, развиваемый колодкой, если нам известно Q_x . В этом и заключается суть эксперимента.

Для определения Q_x был использован один из широко известных методов электротензометрии. Динамические напряжения в исследуемой оси измерялись посредством осциллографа и датчика проволочного сопротивления, наклеенного на ось. При ударе колодки в шкив ось начнет воспринимать усилие и деформироваться. Вместе с осью деформируется и проволочка тензомера, и ее сопротивление меняется. Деформация оси пропорциональна усилию, прилагаемому к рычагу, а следовательно и тормозному усилию, возникающему между колодкой и шкивом. Наклеенный на ось датчик является одним из плеч измерительного мостика. Схемы включения датчика известны, и мы их не приводим. Напряжения измерялись только от изгиба. На осциллограмме записывалось одновре-

менно усилие от обеих колодок. После рабочих записей вся установка тарировалась.

На рис. 3 представлена схема ленточного тормоза. Работа его хорошо понятна из рисунка. Следует отметить, что привод тормоза здесь тот же, что и у колодочного тормоза.

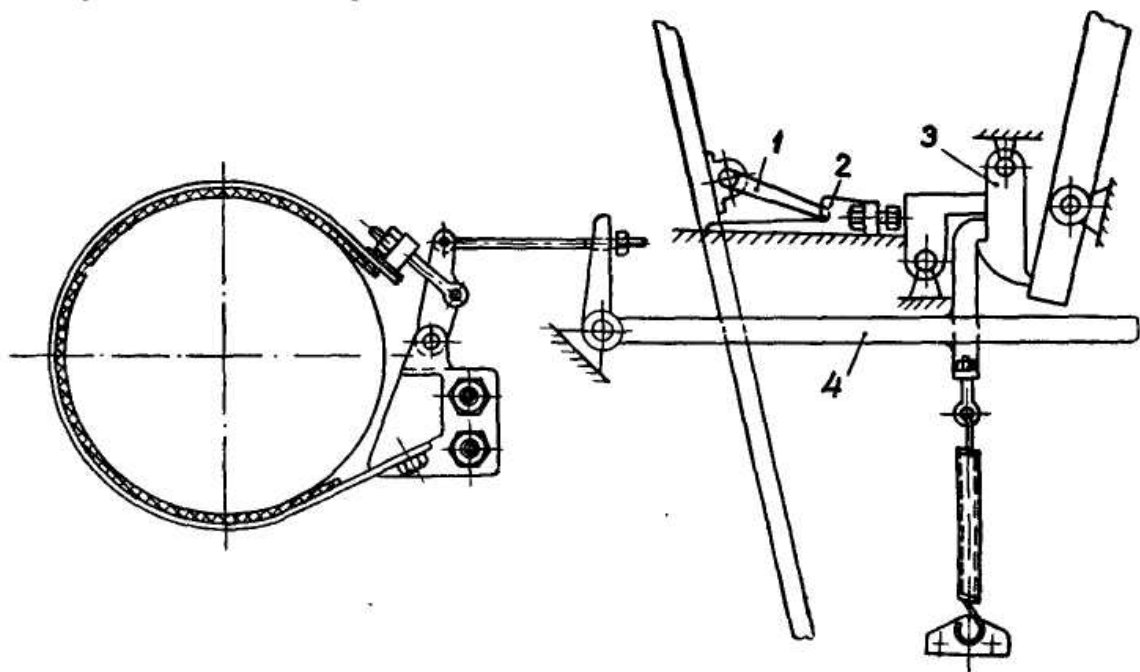


Рис. 3.

Для определения натяжения в ветвях ленты ленточного тормоза был применен метод электротензометрии. На каждом конце ленты наклеивалось по два датчика с той и другой стороны ленты симметрично и включены в противоположные плечи моста. Когда лента будет натягиваться, баланс моста нарушается и в измерительной диагонали появляется ток, который после усиления подается на шлейф осциллографа для регистрации на пленку.

Определение деформаций коленчатого вала при кручении проводилось при помощи двух проволочных датчиков сопротивления, наклеенных на вал.

В качестве регистрирующего прибора использовался осциллограф МПО-2, запись проводилась при скорости пленки 500 мм/сек.

Изучение неравномерности вращения коленчатого вала проводилось с помощью контактного диска по методике НИИЛТЕКМАШа (5).

Для определения момента начала падения тормозного рычага была применена электрическая схема с размыкателем. На тормозном рычаге укреплялся один контакт, а другой — на специальной кронштейне, укрепленном на рамке станка. Когда тормозной рычаг поднят вверх, контакты замкнуты, луч шлейфа осциллографа дает отметку на пленке. При падении рычага вниз происходит размыкание цепи, и луч шлейфа дает новую отметку на пленке.

Для определения точки конца торможения было применено специальное устройство. Оно заключалось в том, что в торец контактного диска укреплялась специальная пластинка с зубьями. Размеры зуба и впадины одинаковы и равны одному градусу поворота коленчатого вала.

При вращении контактного диска эта пластинка замыкала и размыкала электрическую цепь. В электрическую цепь был подключен осциллограф. Луч шлейфа осциллографа давал соответствующие отметки. Момент останова станка, таким образом, определялся с точностью до одного градуса.

Физические параметры звеньев механизма (вес, положение центра тяжести, моменты инерции) определялись экспериментально при помощи приспособлений, разработанных лабораторией кинематических и динамических исследований НИИЛТЕКМАШа и Климовским заводом.

Экспериментальное исследование проводилось на станке АТ-100-2 на испытательной станции Климовского завода.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Рассмотрим осциллограммы, отражающие работу колодочного и ленточного тормоза при скорости коленчатого вала 240 об/мин. (рис. 4 и 4-а).

Останов ткацкого станка имеет свои особенности. Дело в том, что коленчатый вал (а, следовательно, и батан) должен быть остановлен в определенном положении (нами принято 293°), чтобы не было массового отрыва нитей основы. Замочное перо ударяет в упругую подушку тоже всегда при определенном положении коленчатого вала (нами принято 230°). Угол поворота коленчатого вала φ , заключенный между этими двумя положениями, постоянный. Угол φ складывается из двух углов: угла φ_1 , идущего на срабатывание привода тормоза и выборку зазоров, и угла φ_2 , идущего на торможение. При повышении скорости станка условие $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = \text{const}$ выполнялось за счет увеличения натяжения тормозной пружины.

Величина зазоров между колодками и шкивом, а также между лентой и шкивом не изменялись. Рычажная система оставалась той же. В таблице 1 сведены результаты обработки осциллограмм, записанных при работе станка с колодочным тормозом, и в таблице 2 — при работе станка с ленточным тормозом.

Таблица 1

Наименование процессов	$n=206$ об/мин		$n=220$ об/мин		$n=240$ об/мин	
	Жесткость пружин кг/см					
	$C=8$	$C=6$	$C=8$	$C=6$	$C=8$	$C=6$
Положение коленчатого вала от прибора в градусах						
Удар замкового пера в подушку	230	230	230	230	230	230
Начало падения тормозного рычага	241	242	241,5	242	241,5	242
Начало торможения	247,5	249	249	250	250	252
Конец торможения	293	293	293	293	293	293
Угол поворота коленчатого вала, идущий на выборку зазоров	6,5	7	7,5	8	8,5	9
Угол торможения	45,5	44	44	43	43	42

Таблица 2

Наименование процессов	$n=206$ об/мин	$n=220$ об/мин	$n=240$ об/мин
	Жесткость пружин кг/см		
	$C=1,4$	$C=1,4$	$C=1,4$
Положение коленчатого вала от приоя в градусах			
Удар замкового пара в подушку . . .	230	230	230
Начало падения тормозного рычага . .	249	249,5	250
Начало торможения	265	266	267
Конец торможения	293	293	293
Угол поворота коленчатого вала, идущий на выборку зазора	16	16,5	17
Угол торможения	28	27	26

Анализируя таблицы, можно заметить, что от момента удара пера в упорную подушку до полного останова станка проходит 63° поворота коленчатого вала. Из них на срабатывание привода и выборку зазоров между шкивом и колодками уходит от 21 до $17,5^\circ$ поворота коленчатого вала, оставляя для торможения $42-45,5^\circ$.

При работе с ленточным тормозом на срабатывание привода тормоза и выборку зазоров уходит от 35 до 37° поворота коленчатого вала, а угол торможения составляет $28-26^\circ$. Увеличение угла φ_1 , при работе с ленточным тормозом объясняется тем, что у ленточного тормоза зазор между лентой и шкивом делается больше, чем у колодочного между колодками и шкивом. Делается это с той целью, чтобы лента не прихватывала шкив при работе станка.

Из осциллограммы видно, что величина Q_x не остается постоянной в процессе торможения, а изменяется по какому-то колебательному закону, зависящему как от жесткости тормозной накладки, так и от всей рычажной системы. Ввиду того, что материал тормозной накладки еще мало исследован, в настоящее время не представляется возможным изобразить процесс затухания в какой-либо математической интерпретации. Но, как показали экспериментальные исследования, это затухание происходит очень быстро.

Необходимо отметить, что процесс торможения в станке заканчивается тогда, когда колебательный процесс еще не закончился.

Пользуясь тарифовочным графиком и осциллограммой, можно найти числовое значение величины горизонтальной составляющей Q_x в любой точке кривой. В таблице 3 сведены значения при разных скоростях. Как видно из осциллограммы, происходит динамическое приложение усилий в колодке.

Таблица 3

Наименование величин	$n=206$ об/мин.	$n=220$ об/мин.	$n=240$ об/мин.	$n=206$ об/мин.	$n=220$ об/мин.	$n=240$ об/мин.
	Активная колодка			Пассивная колодка		
Максимальная величина горизонтальной составляющей в кг	370	415	480	37	42	49
Статическая величина горизонтальной составляющей в кг	125	140	160			
Максимальный тормозной момент в кг/м	29	32,8	38	9	10,2	12

Наименование величин	<i>n</i> =206 об/мин	<i>n</i> =220 об/мин	<i>n</i> =240 об/мин	<i>n</i> =206 об/мин	<i>n</i> =220 об/мин	<i>n</i> =240 об/мин
	Активная колодка			Пассивная колодка		
Максимальное удельное давление при $g = g_{max} \cdot \sin^3 \beta$, кг/см ²	4,55	5,15	5,98	1,44	1,6	12
Максимальное удельное давление при $g = g_{max} = const$, кг/см ²	3,76	4,26	4,94	1,17	1,33	1,56
Максимальное удельное давление, полученное расчетом при $g = g_{max} \cdot \sin^3 \beta$, кг/см ²	2,24	2,46	2,98	0,7	0,79	0,95
Коэффициент динамичности	2,03	2,08	2,01	2,06	2,02	1,98
Удельная работа тормоза	3,03	3,5	4,16			
Общий максимальный тормозной момент, кгм . . .	38	43	50			
Общий тормозной момент, полученный расчетом, кгм	18,7	20,6	24,9			

Анализируя таблицу, видим, что величина Q_x для активной и пассивной колодок отличаются очень сильно. Это объясняется тем, что активная колодка создает тормозной момент значительно больший, чем пассивная за счет того, что сила трения усиливает прижатие колодки к барабану. Имея величину Q_x , можно подсчитать тормозной момент, создаваемый колодкой, по формуле 1, в которой минус соответствует активной колодке, плюс — пассивной колодке.

Подставляя в формулу 1 различные значения величины Q_x , можно построить графики изменения тормозного момента за время останова станка (рис. 5). В таблице 3 приведены значения максимальных тормозных моментов для активной и пассивной колодок. Тормозной момент, создаваемый обеими колодками, будет складываться так:

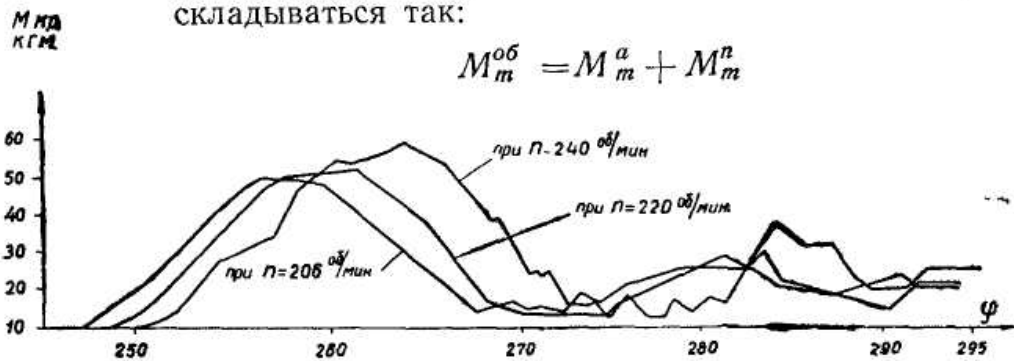


Рис. 5.

В работе тормоза большое значение имеет удельное давление. Существует ряд предложений относительно закона распределения удельного давления по длине колодки. Анализируя исследования по определению закона распределения удельного давления по колодке (6), приходим к выводу, что для режима приработки распределение удельного давления по колодке близко к закону:

$$g = g_{max} \sin \beta$$

При торможении, отличном от режима приработки, распределение удельного давления по колодке зависит от целого ряда факторов, теоретическое исследование которых затруднено их сложной взаимосвязью.

Поэтому наиболее правильным в этом случае считать тормоз на равномерное распределение удельного давления по колодке постоянным:

$$g = g_{max} = \text{const}$$

Теория колодочных тормозов, учитывающая неравномерное распределение удельного давления по длине колодки, наиболее полно раскрывает явления процесса торможения. Для сравнения данных, получаемых при расчете тормозов этими двумя законами распределения давления, был проделан сравнительный расчет тормозов. В обоих случаях брались одинаковые тормозные моменты и одинаковые значения коэффициента трения.

Цифровые значения определены нами для активной и пассивной колодки и результаты сведены в таблицу 3. Как видим, разница получилась небольшая, в 20%.

В самолетостроении величина g_{max} допускается до 8—10 $кг/см^2$. В автомобильных тормозах нормальным считается давление в 5—6 $кг/см^2$. Как видим, величина g_{max} в нашем случае находится в допустимых пределах.

Как видно из осциллограммы (рис. 4а), величина усилий на концах ленты тоже не остается величиной постоянной. Здесь мы имеем снова динамический характер приложения нагрузки. Пользуясь тарифовочным графиком и осциллограммой, находим числовые значения величин усилий в концах ленты. Максимальные величины усилий в концах ленты сведены в таблице 4.

Таблица 4

Наименование величин	$n=260$ об/мин	$n=220$ об/мин	$n=240$ об/мин
Натяжение в закрепленном конце ленты, $кг$	500	545	623
Натяжение в незакрепленном конце ленты, $кг$	50	55	63
Максимальный тормозной момент, $кгм$	65	71	81
Максимальное удельное давление экспериментальное, $кг/см^2$	6,9	7,52	8,56
Максимальное удельное давление экспериментальное, $кг/см^2$	0,69	0,76	0,87
Максимальное удельное давление расчетное, $кг/см^2$	3,5	3,94	4,66
Максимальное удельное давление расчетное, $кг/см^2$	0,33	0,38	0,47
Коэффициент динамичности	1,97	1,92	1,84
Максимальный тормозной момент расчетный, $кгм$	32	37,5	44,00

Тормозной момент для ленточного тормоза определяется по формуле:

$$M_m = (S_1 - S_2)R,$$

где

- S_1 — усилие в закрепленном конце ленты,
- S_2 — усилие в незакрепленном конце ленты,
- R — радиус тормозного шкива.

Пользуясь этим уравнением, можно просчитать несколько точек на осциллограмме и построить график изменения тормозного момента (рис. 6). Максимальные величины тормозного момента сведены в таблицу 4.

Величина удельного давления для ленточного тормоза определяется по формулам:

$$g_{max} = \frac{S_1}{R\delta}$$

$$g_{min} = \frac{S_2}{R\delta}$$

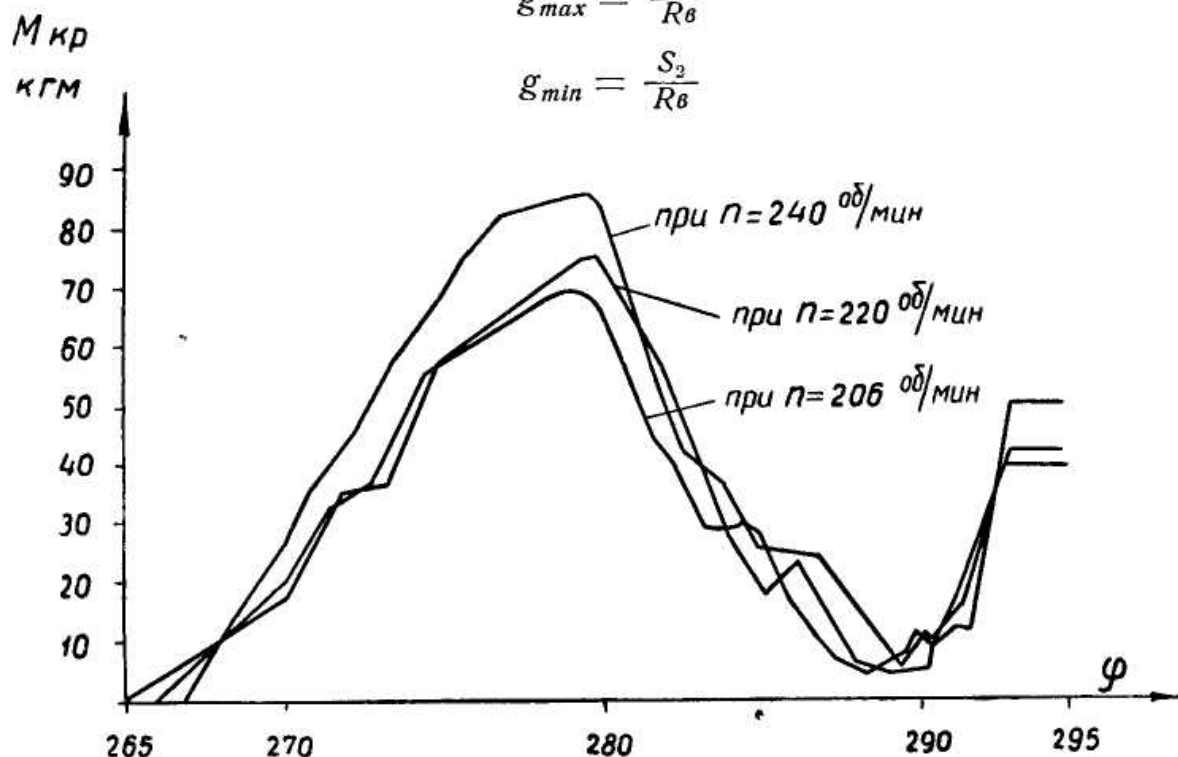


Рис. 6.

Результаты расчетов сведены в таблицу 4.

Обычные расчеты тормозов, проводимые в инженерной практике, не учитывают динамического характера приложения нагрузок. Учитывая это, нами проведены расчеты тормоза по общеизвестным формулам. Результаты расчета для g_{max} сведены в таблицах 3 и 4.

Как видим, величина g_{max} действительная и g_{max} расчетная резко отличается. Введем понятие коэффициента динамичности:

$$K = \frac{g \text{ динамическое}}{g \text{ расчетное}}$$

В таблицы 3 и 4 сведены величины K .

Сравнивая эти таблицы, надо сделать заключение, что при останове станка ленточным тормозом величина M_T больше, чем колодочным. С одной стороны, иметь большой тормозной момент хорошо, мы к этому стремимся при проектировании тормозов. Но, в условиях работы ткацкого станка необходимо еще считаться с работой других механизмов и прежде всего с нагрузкой на коленчатый вал. Тормоз на станке стоит с одной стороны и при резком останове коленчатый вал будет скручиваться. Нами был экспериментально замерен крутящий момент на коленчатом валу. В результате обработки осциллограмм был определен максимальный крутящий момент. Результаты обработки сведены в таблицу 5 (при работе колодочного и отдельно ленточного тормоза). По максимальным крутящим моментам необходимо проверить вал.

Величина касательных напряжений при скручивании вала определяется по формулам:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_k}; \quad W_k = \frac{\pi d^3}{16}$$

где

τ — касательное напряжение при скручивании,

M — крутящий момент на валу,
 d — диаметр вала.

Определив величины τ для всех скоростей, сносим результаты в таблицу 5. Анализ таблицы показывает, что при $n=240$ об/мин τ_{max} при останове станка ленточным тормозом больше, чем при останове колодочным тормозом, в 1,6 раза. Для коленчатого вала главное значение имеет его жесткость при скручивании. Определим величину максимального угла закручивания по формуле:

$$\varphi = \frac{M_{кр} \cdot l}{G \cdot I_p}, \quad I_p = 0,1d^4$$

где

φ — угол закручивания вала;
 $M_{кр}$ — крутящий момент на валу;
 l — длина коленчатого вала, участвующая в скручивании;
 G — модуль упругости при сдвиге,
 I_p — полярный момент инерции.

Подсчитав таким образом для всех скоростей величину φ , занесем ее в таблицу 5.

Здесь необходимо определить и величину смещения одного колена относительно другого, которая будет вызывать перекося батана. Величина смещения определяется по формуле:

$$\Delta = \varphi \cdot r$$

где Δ — величина смещения одного колена относительно другого,
 r — радиус колена,

Подсчитав величины Δ для всех скоростей, занесем их в таблицу 5.

В процессе торможения тормоз совершает работу. Работа трения определяется по формуле:

$$A_{тр} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M_T \cdot d\varphi,$$

где

$A_{тр}$ — работа трения,
 M_m — тормозной момент,
 φ_1 и φ_2 — углы начала и конца торможения.

Для определения работы трения проведено графическое интегрирование кривой тормозного момента. Результаты обработки сведены в таблицу 5.

Таблица 5

Наименование величин	$n=206$	$n=220$	$n=240$	$n=206$	$n=220$	$n=240$
	об/мин	об/мин	об/мин	об/мин	об/мин	об/мин
	колодочный тормоз			ленточный тормоз		
Максимальный крутящий момент, кгм	40	45	52	67	73	84
Максимальное касательное напряжение, кг/см ²	220	250	290	374	407	470
Угол закручивания коленчатого вала в градусах	0°47'	0°53'	1°	1°12'	1°26'	1°39'
Величина смещения одного колена относительно другого, мм	0,98	1,08	1,26	1,46	1,7	2,0

Посмотрим теперь, какая кинетическая энергия развивается в станке к моменту начала торможения. В момент удара пера замка в подушку часть кинетической энергии теряется на перемещение деталей, сшибание отводки и выключение фрикциона привода. Скорость станка падает. Пользуясь графиком выбега, можем найти скорость станка в момент начала торможения и подсчитать кинетическую энергию.

Кинетическая энергия массы для тел, имеющих вращательное движение, определяется по формуле

$$E = \Theta \frac{\omega^2}{2}$$

В нашем случае тормоз стоит на коленчатом валу, поэтому надо привести момент инерции движущихся масс к коленчатому валу.

Кинетическая энергия станка складывается из кинетической энергии отдельных механизмов. Наибольшую кинетическую энергию в станке дают: коленчатый вал со всеми находящимися на нем деталями, средний вал, собранный со всеми сидящими на нем деталями, батанный механизм и ремизоподъемный механизм. Влияние остальных механизмов сказывается очень мало.

Моменты инерции основных деталей нами определены экспериментально. Суммарный момент инерции, приведенный к коленчатому валу станка, определяется по формуле:

$$\Sigma \Theta = \Theta_{к|в} + \Theta_{б} \left(\frac{\omega_{б}}{\omega_{к|в}} \right)^2 + \Theta_{с|в} \left(\frac{\omega_{с|в}}{\omega_{к|в}} \right)^2 + \Theta_{р|л} \left(\frac{\omega_{р}}{\omega_{к|в}} \right)^2$$

Строим план скоростей для точек механизма способом, разработанным для стержневых механизмов.

Зная размеры механизма, найдем:

$$\omega_{б} = \frac{v_c}{L}; \quad \omega_{к|в} = \frac{\pi n_{к|в}}{30}; \quad \omega_{с|в} = \frac{\omega_{к|в}}{2}$$

где v — скорость пальца лопасти батана.

Подсчитаем кинетическую энергию станка в каждом положении механизма, подставив числовые данные в формуле 2, и результаты сведем в таблицу 6.

Таблица 6

Наименование энергии	$n=206$ об/мин.		$n=220$ об/мин.		$n=240$ об/мин.	
	колодочный тормоз	ленточный тормоз	колодочный тормоз	ленточный тормоз	колодочный тормоз	ленточный тормоз
Кинетическая энергия станка в момент начала торможения колодочным тормозом, кг/см	1500	—	1580		1860	
Кинетическая энергия станка в момент начала торможения ленточным тормозом, кг/см		1570		1760		2000
Энергия, поглощаемая тормозом, кг/см	1300	1430	1340	1620	1550	1800
Энергия, расходуемая на трение в шарнирах станка, кг/см	200	140	240	140	310	200

Анализируя таблицу, необходимо отметить, что тормоз поглощает не всю кинетическую энергию, накопленную в станке, а только 85—90%

ее. Остальная часть кинетической энергии поглощается трением в шарнирах механизма и другими неучтенными сопротивлениями.

Во всех наших расчетах мы принимали коэффициент трения постоянным. Анализ исследований, проведенных для определения зависимости коэффициента трения от различных факторов, показывает, что наибольшее влияние на его стабильность оказывает температура. Так, при температуре 175°C тормозной момент начинает падать. В настоящее время существует несколько принятых методов теплового расчета тормозов. Один из расчетов основан на проверке нагрева по величине gv . Но так как векторы g и v взаимно перпендикулярны, то их произведение равно нулю, и, следовательно, gv физического смысла не имеет. Более правильно для подсчетов брать величину не gv , а μgv , действительно представляющую собой удельную работу трения и несколько отражающую качество фрикционного материала.

Величины μ и g нам известны. Величину v находим из графика вы бега, построенного на основании отметок контактного диска. Для колодочного тормоза μgv приведены в таблице 3. Рекомендуемые величины для $\mu gv = 6 \div 10$. Как видим, наши значения намного меньше рекомендуемых.

ВЫВОДЫ

1. Экспериментальные исследования колодочного и ленточного тормозных механизмов показали, что величина тормозного момента является величиной переменной в процессе останова. Максимальное значение ее превосходит среднее расчетное значение почти в два раза.

2. Полученные действительные значения максимального удельного давления для колодочного тормоза при $n=240$ об/мин. находятся в допустимых пределах. Следовательно, условия работы тормоза при останове станка вполне допустимы. При расчете тормозов по удельному давлению необходимо вводить коэффициент динамичности, который колеблется для колодочного тормоза в пределах 2,01—2,08, а для ленточного тормоза в пределах 1,84—1,98.

3. Анализ таблицы 5 позволяет сделать предпочтение работе колодочного тормоза, учитывая при этом еще дополнительную радиальную нагрузку на вал в ленточном тормозе.

4. Проведенные исследования позволяют рекомендовать применение тормоза для останова станка взамен замочного механизма.

Литература

1. Раевский Н. П. Методы экспериментального исследования механических параметров машин и механизмов. Издание Академии наук СССР, 1952.
2. Крагельский И. В. Трение несмазанных поверхностей. Сборник Академии наук СССР «Износ и трение» часть I, 1940.
3. Чудаков Е. А. Расчет автомобиля. Машгиз, 1947.
4. Чупилко Г. Е. Самолетные тормозные устройства. Оборонгиз, 1940.
5. Коритынский Я. И., Макаров В. К., Зонов Б. Т. Отчет лаборатории кинематических и динамических исследований НИИЛТЕКМАШ по работе: комплексное механическое исследование автоматического ткацкого станка КАТ-100.
6. Гадолин В. Л. Исследование распределения удельного давления по колодкам автомобильного тормоза. Диссертация механического высшего технического училища, 1949.
7. ВНИИПТМАШ. Крановые тормозы с электрическим и гидравлическим управлением. Машгиз, кн. 6, 1950.
8. Малышев А. П., Смирнов А. И., Воробьев П. А. Основы проектирования ткацких станков. Гизлегпром, 1946.

Опечатки

119	4 сверху	12	1,88
-----	----------	----	------