

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА УзССР  
Ташкентский институт инженеров ирригации и механизации  
сельского хозяйства (ТИИИМСХ)

---

*На правах рукописи*

СУХАРЕВ П. А.,  
старший преподаватель ТИИИМСХ

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ И ИЗНОСОВ ОПОР  
ШПИНДЕЛЕЙ ВЕРТИКАЛЬНО-ШПИНДЕЛЬНЫХ  
ХЛОПКОУБОРОЧНЫХ МАШИН

АВТОРЕФЕРАТ  
диссертации, представленной на соискание  
ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель — кандидат технических наук,  
доцент БАТУРИН Е. К.

ТАШКЕНТ — 1961

6  
АВ

Экспериментальная часть работы выполнялась в лаборатории кафедры ремонта машин ТИИИМСХ, на полях, обслуживаемых Пахтинской РТС и совхоза им. Кирова Ташкентской области, в САМИС. В подготовке и проведении опытов приняли участие ГСКБ по хлопкоуборке, Мин. СХ УзССР, САИМЭ, заводы „Ташсельмаш“, Таш. АРЗ № 2, „Авторемдеталь“ и др. организации.

197615

Центральная научная  
библиотека  
Академии наук Киргизской ССР

Третья Программа, принятая XXII съездом КПСС, определила пути создания материально-технической базы коммунизма в нашей стране. В области сельского хозяйства намечен значительный рост производительности труда за счет комплексной механизации и интенсификации производства.

Семилетним планом предусмотрено увеличить производство хлопка-сырца в нашей стране до 5,7—6,1 миллиона тонн. Из них в Узбекистане в 1965 г. должно быть произведено около 4 миллионов тонн.

Выполнение этих задач потребует дальнейшего развития механизированной уборки хлопка и превращения ее в основной способ сбора.

Хлопкоуборочные машины выпускаются в Узбекистане с 1949 года. За истекшее время произведено около 20 тысяч вертикально-шпиндельных однорядных машин СХМ-48 и СХМ-48 М, около 6 тысяч комплектов 15-шпиндельных барабанов для модернизации машин СХМ-48, несколько тысяч горизонтально-шпиндельных двухрядных машин СХС-1,2 и большое количество вертикально-шпиндельных двухрядных машин ХВС-1,2, выпускаемых и сейчас.

Вертикально-шпиндельные машины с успехом используются в хозяйствах, но они имеют еще ряд недостатков.

Наряду с разработкой новых принципов уборки хлопка и новых схем машин необходимо совершенствовать выпускаемые машины, качественно ремонтировать и улучшать машины, находящиеся в хозяйствах.

В хлопкоуборочных машинах наиболее ответственными и массовыми деталями являются их рабочие органы—шпиндели и их опоры (подшипники). Работа шпинделей в значительной мере зависит от качества опор. Конструкция опор шпинделей еще не совершенна. Опоры быстро изнашиваются, нарушается точность механизмов, ухудшается работа машин. Затрачивается много времени и средств на их обслуживание и ремонт.

Сложность задачи улучшения опор связана с особенностями условий их работы и требований к ним. Скорость вращения шпинделей изменяется около 200 раз в минуту от 0 до 1100—1200 об/мин. Так же часто изменяются направление вращения и давления на опоры. Оси шпинделей расположены вертикально. Вытекание смазки из опор недопустимо. В опоры попадает пыль и вода. Применение надежных уплотнений ограничено, т. к. потери на трение в опорах должны быть минимальными. Затруднен подвод смазки к опорам. Конструкция опор должна обеспечивать легкость замены шпинделей и предотвращать подматывание волокна. Детали опор должны быть дешевыми, легкими и технологичными в изготовлении и при ремонте. Это особенно важно, т. к. количество их на машине велико (до 240 опор).

Совершенствование опор затрудняется отсутствием многих данных для расчета и конструирования.

Нами изучались вопросы работы и износостойкости опор шпинделей вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машин, а также связанные с ними вопросы смазки опор, потерь на трение, баланса мощности и привода шпинделей. С этой целью был проведен ряд опытов и наблюдений.

Работа выполнялась ТИИИМСХ в содружестве с рядом организаций: ГСКБ по хлопкоуборке, заводом „Ташсельмаш“, САИМЭ и др.

Результаты сообщались заинтересованным организациям немедленно. Основные материалы работы публиковались. Поэтому многие из них уже внедрены в производство.

Работа содержит 276 стр. машинописи, включающих 107 иллюстраций.

## УСЛОВИЯ РАБОТЫ ОПОР ШПИНДЕЛЕЙ

Скорости вращения шпинделей. Абсолютная скорость вращения шпинделей  $\omega_{ш}$  определяется:

$$\omega_{ш} = \omega_6 \frac{R_6}{r_p}$$

$\omega_6$  — скорость вращения барабана,  
 $R_6$  — радиус барабана (по осям шпинделей),  
 $r_p$  — радиус ролика шпинделя (катка).

При работе машин скорости значительно отличаются от расчетных.

Действительные скорости вращения шпинделей определялись на стенде с 15-шпиндельными барабанами машин СХМ-48 при пропускании кустов хлопчатника через рабочую щель соответственно урожайности 40 и более ц/га при ширине междурядий 60 см. Хлопок послеморозный, раскрытие более 90%. Ширина рабочей щели  $B$  и натяжение сбегających ветвей ремней  $P_1$  изменялись.

Определения велись при помощи скоростной киносъемки с применением нониусной разметки и дискового отметчика времени, которые повышали точность и облегчали обработку фильмов на приборе „Микрофот“.

Результаты опытов позволили определить скорости скольжения (рис. 1), пути трения (рис. 2) в опорах шпинделей и оптимальное натяжение ремней. Оно составляет 8—10 кг и взято в основу дальнейших расчетов.

При замене в верхних опорах втулок на шариковые подшипники при постоянном  $P_1$  скоростной режим шпинделей не улучшается.

Замечено, что в средней части рабочей зоны при больших нагрузках средняя скорость вращения шпинделей снижается на 10—15 и более процентов.

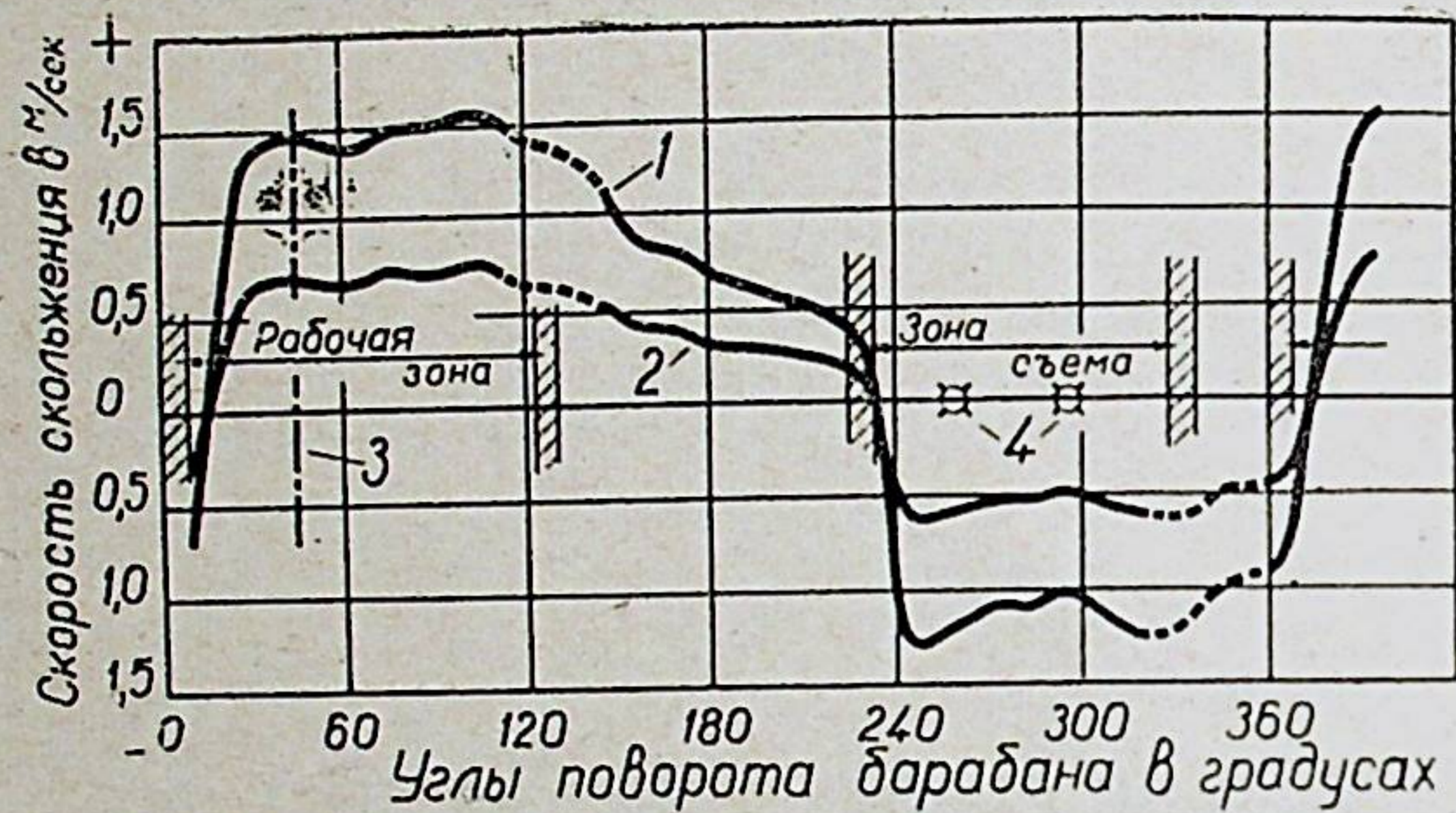


Рис. 1 Скорости скольжения:  
1—шейки; 2—нижней втулки; 3—место наибольшего обжатия кустов; 4—участки воздействия съемников.

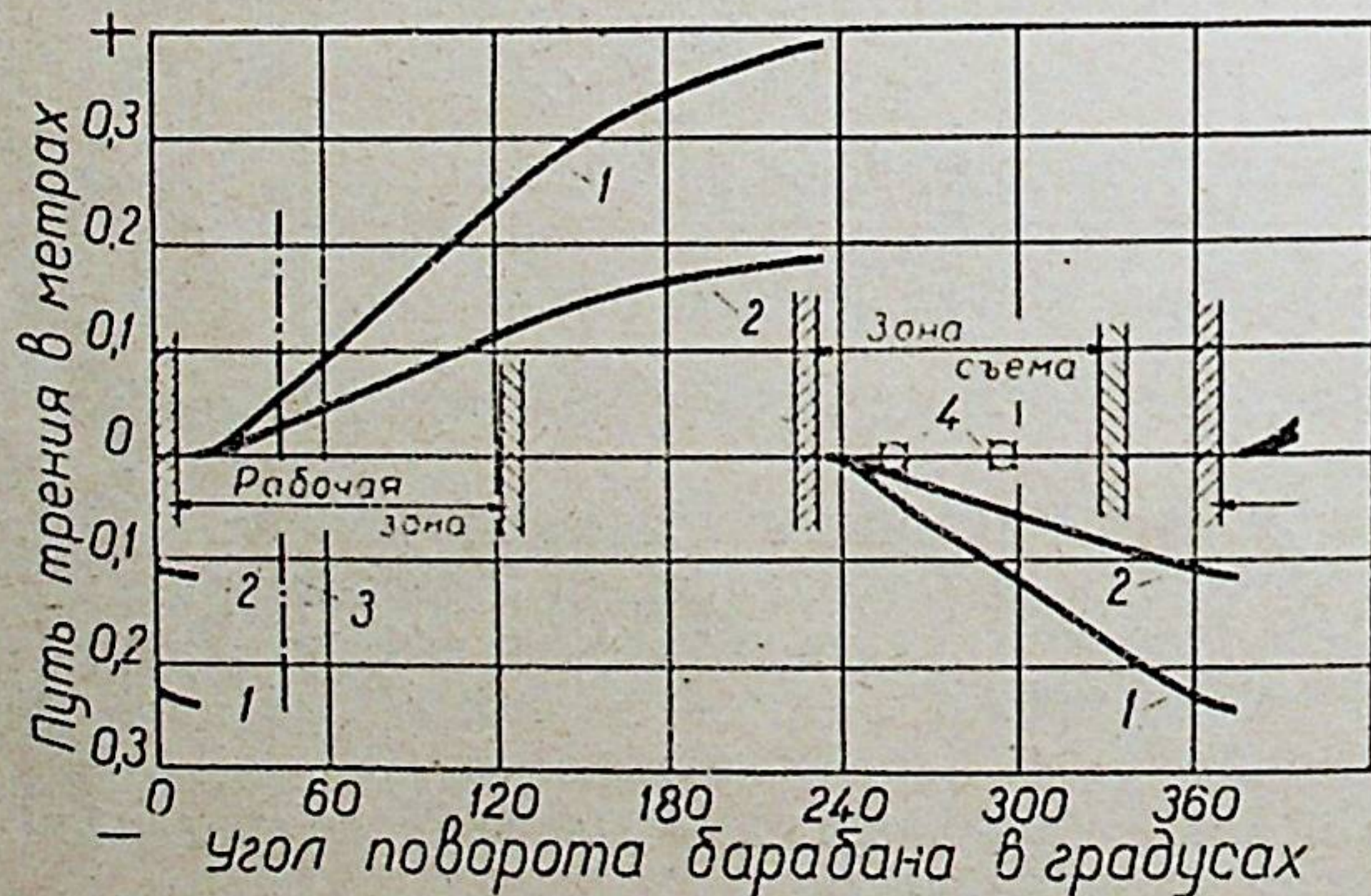


Рис. 2. Пути трения:  
1—шейки; 2—нижней втулки; 3 и 4—то же, что и на рис. 1.

Отдельные шпиндели имеют значительные отклонения скоростей от средних (рис. 3).

**Усилия в опорах шпинделей** (в рабочей зоне аппарата). Для определения усилий в опорах шпинделей в литературе нами не найдено ни методики, ни достаточных исходных данных. Ряд относящихся сюда вопросов освещен в фундаментальном труде проф. Сабликова М. В. Исследование шпиндельных аппаратов хлопкоуборочных машин.

Некоторые необходимые данные имеются в работах Ковгана А. П., Лазунова В. И., Шполянского Д. М., Ландсманна М. И.

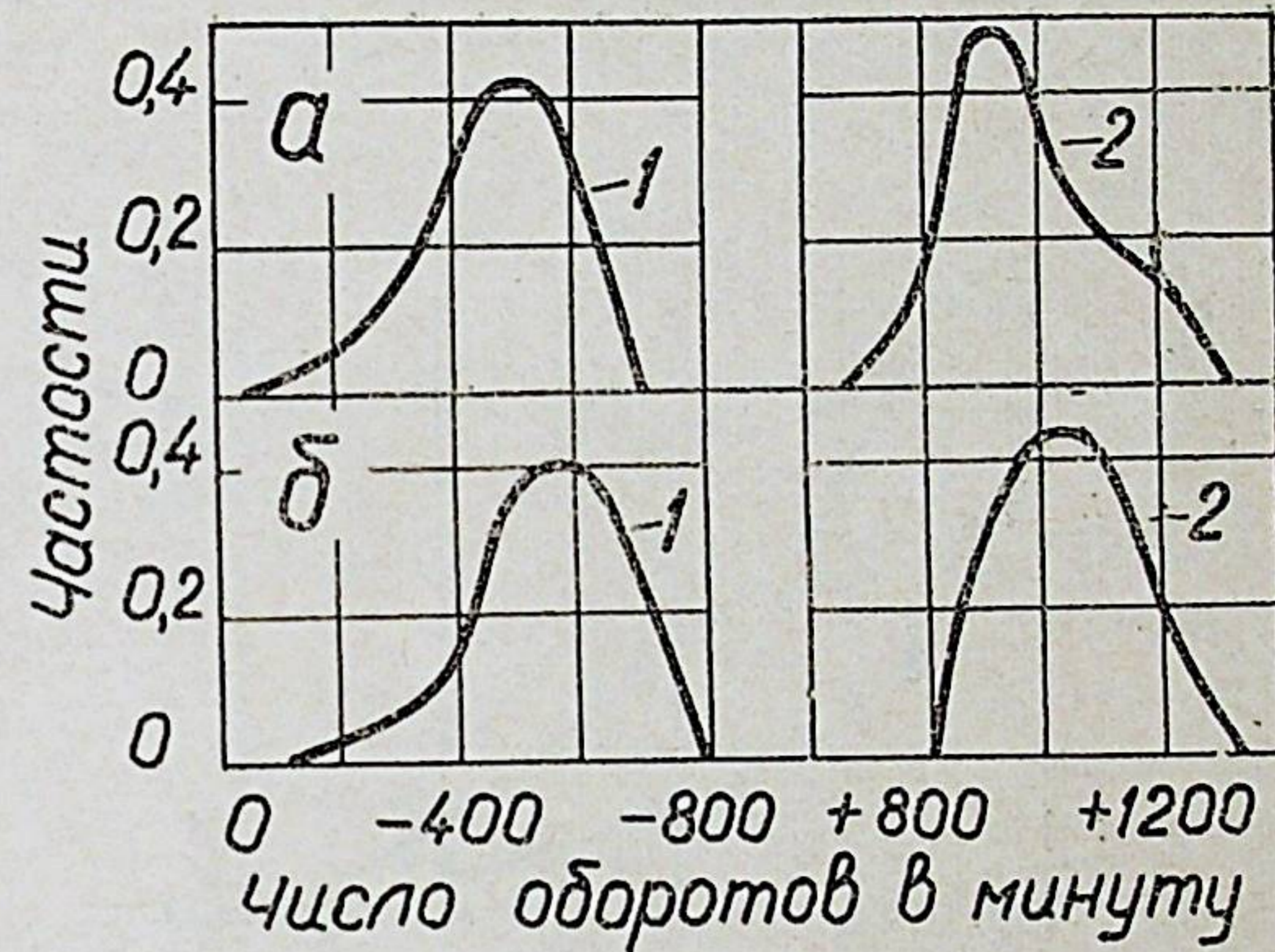


Рис. 3. Распределение скоростей вращения шпинделей при работе под нагрузкой (а) и вхолостую (б). (+)—прямое вращение, (—)—обратное.  
1—в начале рабочей зоны; 2—в середине рабочей зоны.

Недостающие данные были получены экспериментально. Опыты проводились на том же стенде. Определялись натяжения ведущей ветви ремней  $P_2$  и натяжения ремней в различных местах рабочей зоны  $P_a$  при определенном натяжении сбегавшей ветви  $P_1$ . Для этого использовались проволочные датчики омического сопротивления и осциллограф ОТ-24. Результаты некоторых опытов приведены на рис. 4 и в таблице 1.

Таблица 1

Характеристика нагрузки	Натяжение ведущей ветви ремней $P_2$ , кг	Усилие, идущее на привод шпинделей $P = P_2 - P_1$ , кг	Работа привода одного шпинделя, проходящего рабочую зону, кгсм
Работа с кустами и хлопком-сырцом . . . . .	24,64	16,64	101,76
Работа с кустами без хлопка-сырца . . . . .	19,60	11,60	70,94
Работа вхолостую . . . . .	15,28	7,28	44,52

Данные таблицы 1 получены при повышенных нагрузках. Определены также зависимости  $P_2$  и  $P$  от  $P_1$  при различ-

ном состоянии опор и изменения  $P_2$  при установке в верхних опорах шариковых подшипников вместо втулок (при постоянном  $P_1$ ).

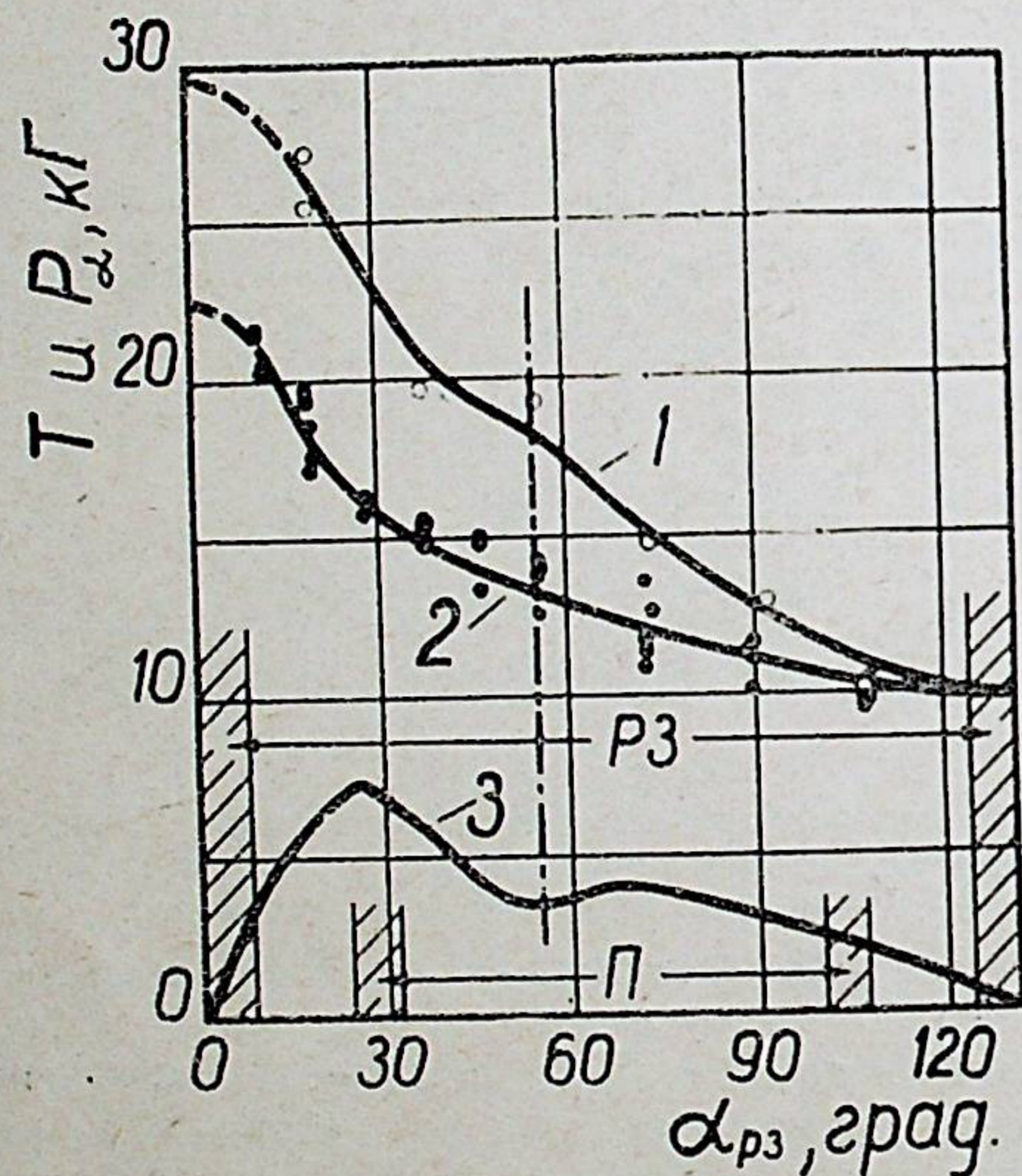


Рис. 4.  $P_\alpha$  и касательные силы  $T$  на роликах шпинделей заднего барабана в зависимости от углов рабочей зоны  $\alpha_{pz}$ .

1— $P_\alpha$  при работе под нагрузкой; 2— $P_\alpha$  при холостой работе; 3— $T$  при работе под нагрузкой; П—участок полного угла охвата ролика ремнями.

Данные опытов и литературы позволили определить силы, действующие на шпиндели и реакции в опорах с достаточной точностью для характеристики условий работы опор. При этом были приняты следующие упрощения:

1. Режим работы уборочного аппарата постоянный и нагрузка на все шпиндели одинаковая.

2. Случайные и незначительные силы не учитывались.

3. Силы от кустов и хлопка-сырца действовали на шпиндели на 1/3 высоты их рабочей части.

Расчеты проводились для следующих условий: барабаны 15-шпиндельные СХМ-48; скорость машины 4,1 км/час;  $n_6 = 101,3$  об/мин;  $n_{ш} = 1095$  об/мин;  $P_1 = 8-10$  кг, к. п. д. опор и привода 0,55 (все нагрузки кроме потерь на трение

в опорах и приводе считаются полезными); урожайность 45 ц/га, раскрытие коробочек 95%; число растений 100 тыс. на га при междурядьях 60 см; хлопчатник послеморозный, коэффициент трения шпинделей о кусты — 0,40; сила связи дольки с коробочкой — 50 Г, абсолютное удлинение долек при отрыве от створок — 100 мм, зависимость между силой и деформацией долек — прямолинейная.

Например, сила  $Q_{xc}$ , необходимая для извлечения хлопка сырца из коробочек и разгона массы хлопка-сырца при наматывании на шпиндель определялась при помощи формулы

$$Q_{xc} = \frac{A_{xc}}{L_{xc}},$$

где:  $A_{xc}$  — работа одного шпинделя по извлечению и разгону хлопка-сырца,

$L_{xc}$  — путь, на котором выполняется работа  $A_{xc}$  силой  $Q_{xc}$ .  
Причем

$$L_{xc} = L \frac{r_{ш} + \frac{\lambda}{2}}{r_p}$$

где:  $r_{ш}$  — радиус шпинделя;

$r_p$  — радиус качения ролика шпинделя;

$\lambda$  — толщина ленты хлопка-сырца, наматываемой на шпиндель;

$L$  — длина рабочей части барабана (согласно рекомендациям проф. Сабликова М. В.).

Считалось, что  $A_{xc} = A_d + A_y$ , где  $A_d$  и  $A_y$  — работа деформации и работа ускорения долек, захваченных шпинделем.

$$A_d = \frac{q_{\max} \Delta l}{2}$$

где:  $q_{\max}$  — сила связи дольки со створкой;

$\Delta l$  — абсолютное удлинение дольки при отделении от створки;

$n_d$  — число долек, снимаемых одним шпинделем при проходе через рабочую зону.

$$n_d = 83,33 \dots \frac{W v_m b k_1}{n_6 z \gamma},$$

где:  $W$  — урожайность в ц/га;

$v_m$  — рабочая скорость машины в км/час;

$b$  — ширина междурядья в м;

$k_1$  — коэффициент, учитывающий процент сбора данной парой барабанов от всей урожайности:

$n_6$  — число оборотов барабана в минуту;  
 $z$  — число шпинделей в барабане;  
 $\gamma$  — средний вес дольки в  $\Gamma$ .

$$A_y = \frac{m_{xc} k_2 v_{xc}^2}{2}$$

где:  $m_{xc}$  — масса хлопка-сырца, снимаемого одним шпинделем при проходе через рабочую зону;

$k_2$  — коэффициент, учитывающий засоренность и влажность хлопка-сырца;

$v_{xc}$  — окружная скорость массы хлопка-сырца при вращении со шпинделем.

Для данных условий  $Q_{xc} = 0,073 \text{ кг}$ . Считалось, что  $Q_{xc}$  приложена к шпинделю на плече  $r_{ш} + \frac{\lambda}{2}$  и направлена к ряду под прямым углом.

Силы давления кустов  $Q_{дк}$  на шпиндель определялись на основании данных опытов Шполянского Д. М. по сжатию единичного куста хлопчатника параллельными плоскостями. Давление куста

$$P_{\text{попер}} = \frac{K}{B^n} \text{ кг},$$

где:  $B$  — ширина щели, мм  
 $K$  и  $n$  — коэффициенты.

На основании этой зависимости из схемы (рис. 5), где  $B_a = B + 2R_6(1 - \cos\alpha)$ , было составлено выражение давления кустов на один шпиндель:

$$Q_{дк} = n_k t \cos\alpha \frac{K}{[B + 2R_6(1 - \cos\alpha)]^n} \text{ кг},$$

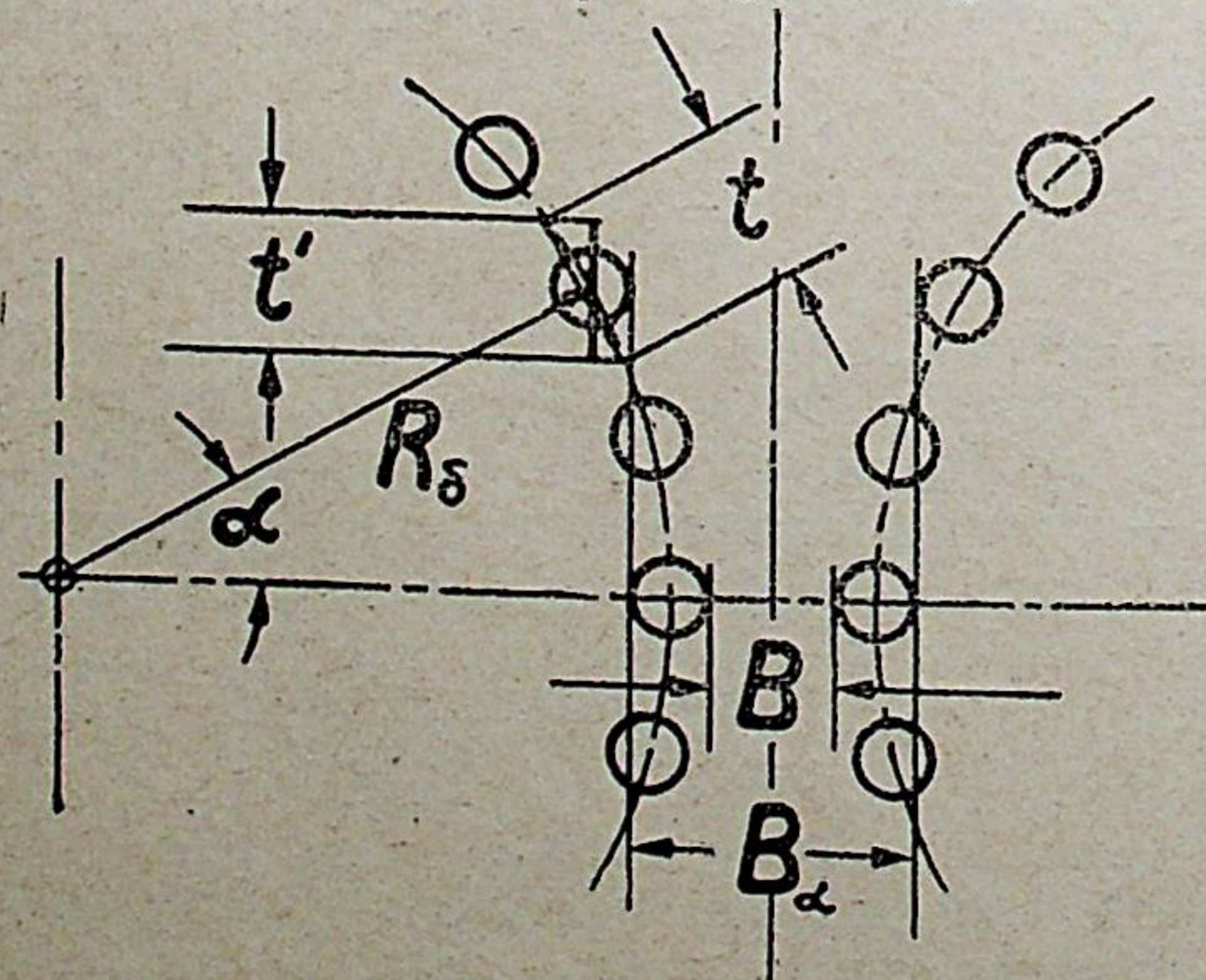


Рис. 5. Схема к расчету давлений кустов на шпиндель.  $t'$  — ширина воображаемой площадки на которую дают кусты.

где:  $n_k$  — число кустов на одном погонном метре ряда;  
 $t$  — шаг между шпинделями по хорде, в м;  
 $\alpha$  — угол между прямой, соединяющей центры барабанов, и радиусом барабана, проходящим через ось данного шпинделя;

$B$  и  $R_6$  — в мм.

При помощи этого выражения получены значения  $Q_{дк}$ .

Аналогично найдены и другие силы. Для определения суммарных касательных сил на ролик  $T$ , необходимых для привода шпинделя, и максимальных возможных  $T$ , которые способны передать ремни (при разгоне) был построен график (диаграмма работ, рис. 6). Максимальные  $T$  определялись по формуле Эйлера.

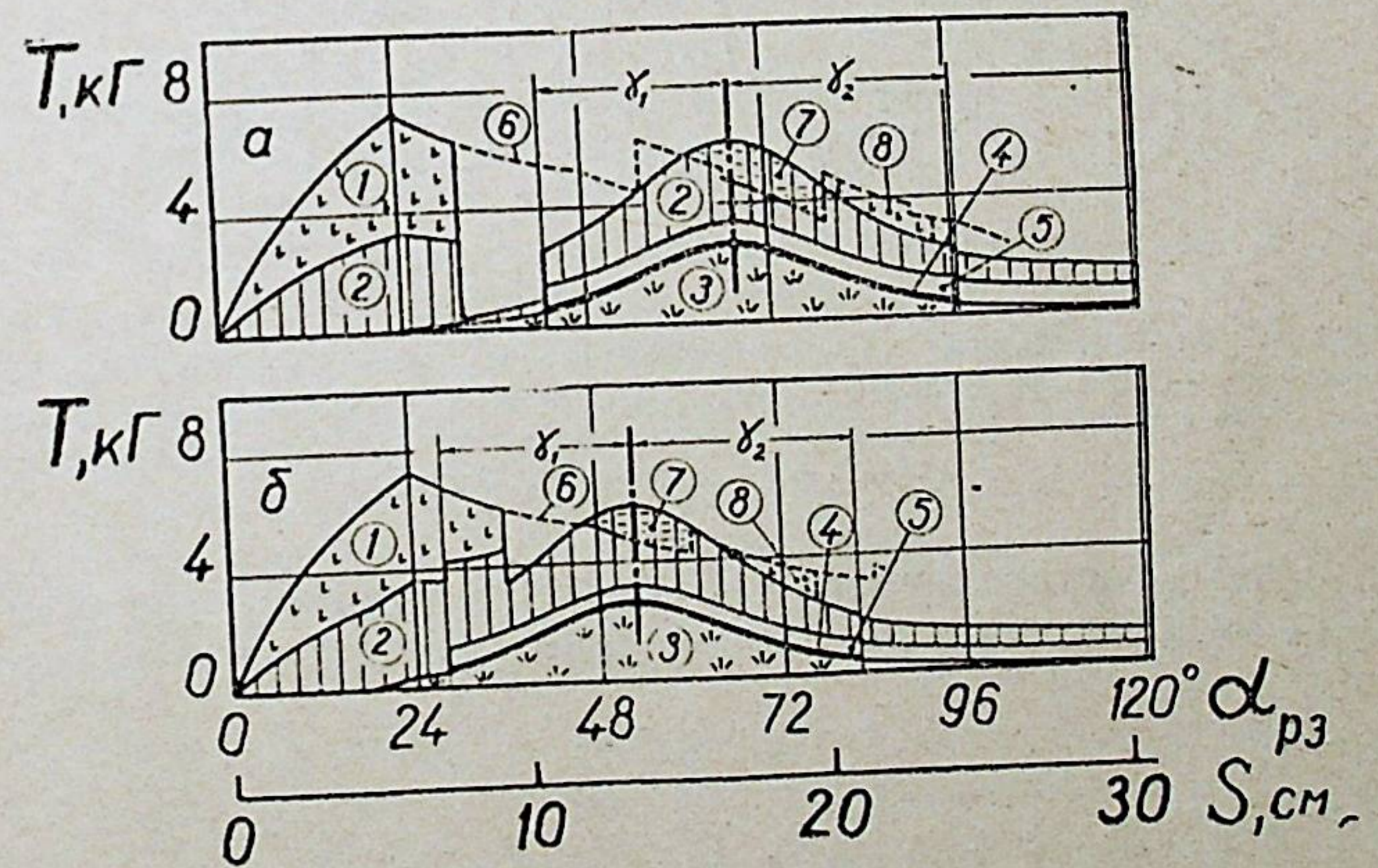


Рис. 6. Диаграммы работ одного шпинделя, проходящего рабочую зону аппарата: а — переднего барабана; б — заднего барабана ( $\alpha_{рз}$  — углы рабочей зоны в °;  $S$  — путь шпинделя, см).

1 — работа торможения и разгона шпинделя (22, 13 кгсм);  
 2 — потери в опорах шпинделя и в приводе (49, 70 кгсм); 3 — работа трения шпинделя о кусты (22, 20 кгсм); 4 — работа по извлечению и разгону хлопка-сырца (черная полоска — 1,20 кгсм); 5 — работа по преодолению прочих сопротивлений (трение хлопка-сырца, намотанного на шпиндель, об обжимной барабан, о кусты и др. — 15,21 кгсм); 6 — линия максимальных возможных значений  $T$ ; 7 — невыполненная работа ввиду ограниченности возможностей привода (величины  $T$ ); 8 — работа вторичного разгона шпинделя;  $\gamma_1$  и  $\gamma_2$  — передний и задний углы рабочей части барабана, вертикальная штрих-пунктирная линия — место наибольшего обжатия кустов.

Согласно началу Даламбера определены горизонтальные силы, действующие в опорах (рис. 7) и максимальные удель-

ные давления, которые составляют во втулке  $1,1 \text{ кг/см}^2$ , на пальце —  $2,5 \text{ кг/см}^2$ .

Составленная диаграмма работ объясняет причину замеченного ранее недостатка — снижения скоростей вращения шпинделей в средней части рабочей зоны.

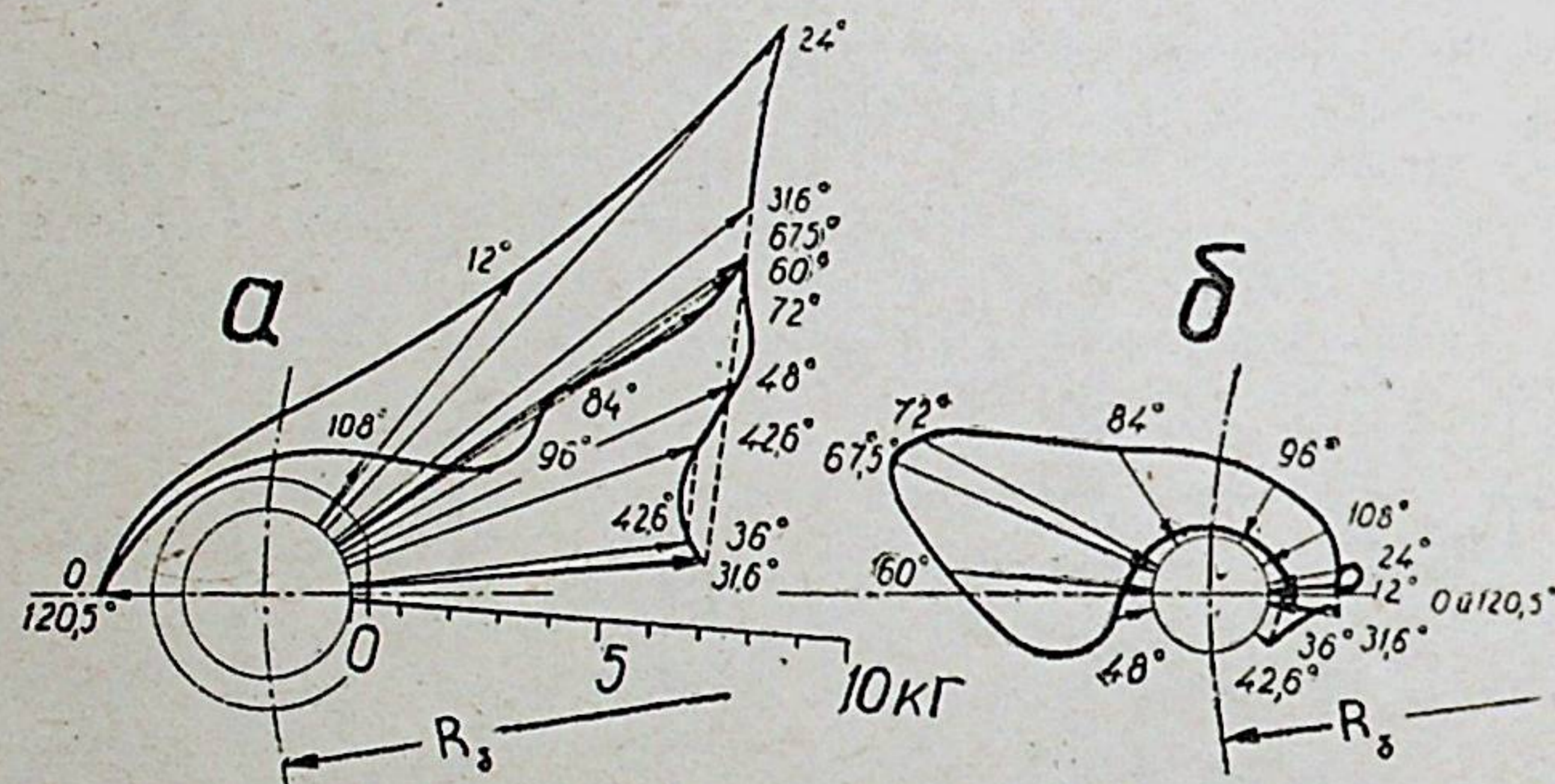


Рис. 7. Горизонтальные силы, действующие на верхнюю втулку (а) и на палец шпинделя (б) правого переднего барабана в рабочей зоне аппарата. Числа градусов указывают углы рабочей зоны. Масштаб сил одинаковый.  $R_6$  — радиус барабана.

Она представляет также баланс мощности шпинделя, т. е. мощности  $N_i$  пропорциональны работам:

$$N_i = \frac{A_i z n_6}{60 \cdot 75},$$

где  $A_i$  — работа одного шпинделя в  $\text{кгм}$  за один проход через рабочую зону.

### ИСПЫТАНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ОПОР ШПИНДЕЛЕЙ

**Стендовые испытания.** Испытания износостойкости опор проводились на стенде на нормальных и экспериментальных деталях опор шпинделей машин СХМ-48М и 15-шпиндельных барабанов в условиях, приближенных к производственным. В камере стенда подвешивался хлопкоуборочный аппарат и поддерживалась запыленность воздуха не менее  $700 \text{ мг/м}^3$ . Повышенное натяжение ремней привода шпинделей частично заменяло воздействие кустов хлопчатника. Барабаны вращались с нормальной скоростью. Температура

в камере стенда была соответствующей условиям машинной уборки хлопка или несколько повышенной.

Выдерживалась чистота поверхности деталей, соблюдались правила сборки и обслуживания опор согласно технической документации.

Детали периодически измерялись с точностью  $0,01 \text{ мм}$  в определенных местах. Многократно проверялась настройка инструментов и принимались меры для уменьшения температурных погрешностей.

Испытания длились 300 часов.

Согласно методике, сначала испытывалось большое количество вариантов (групп) опор. Наиболее перспективные из них испытывались на стенде повторно а затем, в производственных условиях. Это позволяло отобрать лучшие варианты и получить достоверные данные.

Программа испытаний включала:

1. Выявление наиболее износостойких пар трения в данных условиях.

2. Определение повышения износостойкости опор при применении защиты от пыли и жидкой смазки.

3. Определение влияния на износостойкость величины начального зазора, размеров деталей, размещения маслоподводящих прорезей и др.

Помимо этого, проводились наблюдения за подачей смазки к поверхностям трения и состоянием слоя смазки на них, за расходом смазочных материалов и трудоемкостью обслуживания опор, за поведением ремней привода шпинделей и т. п.

В таблице 2 и на рис. 8 приведены некоторые результаты испытаний. Там даны средние арифметические и средневзвешенные величины износов и зазоров на диаметр. Они получены на основании замеров и подсчетов линейных износов: максимальных — верхней втулки, средних — шейки шпинделя.

**Производственные испытания.** Для испытаний заводом „Ташсельмаш“ были изготовлены по чертежам ГСКБ по хлопкоуборке 12 комплектов 15-шпиндельных барабанов СХМ-48 и установлены на машины СХМ-48М Пахтинской РТС Ташкенткой области. Каждый комплект барабанов имел левые барабаны с серийными опорами и правые барабаны с экспериментальными опорами шпинделей одного какого-либо типа (группы). Это позволило получить сравнимые результаты, несмотря на различия в условиях работы и технического обслуживания отдельных машин.

Машины проработали два сезона уборки хлопка. Замеры деталей произведены трижды.

Таблица 2

Характеристика групп верхних опор шпинделей 15-шпиндельных барабанов, испытанных на стенде

№ групп	Характеристика опор			Увеличение зазора за 300 часов, в мк
	втулка	шейка	смазка	
1	Железocerамическая, высотой 27 мм, с округлым отверстием	Из стали АЗО	Солидол	1445
2	То же	Покрытая хромом	то же	100
3	Железocerамическая, высотой 27 мм, с прорезью	то же	то же	77
4	Железocerамическая с присадкой Мп, высотой 27 мм, с прорезью	то же	то же	85
5	Железocerамическая с присадкой Мп, высотой 27 мм, с круглым отверстием	то же	то же	56
6	Из наметаллизованной стали, высотой 27 мм, с круглым отверстием	то же	то же	95
7	Из серого чугуна, высотой 27 мм, с круглым отверстием	то же	то же	127
8	Из наметаллизованной стали с защитой от пыли, высотой 27 мм, с круглым отверстием	то же	Автол 6	56
9	Из стали У7, твердостью R <sub>c</sub> =55—60, высотой 27 мм, с круглым отверстием	то же	Солидол	50
10	То же, с защитой от пыли	то же	то же	20
11	То же, что и в группе 10	то же	Автол 6	5
12	Железocerамическая, высотой 35 мм, с прорезью (серийная)	то же	Солидол	42
13	То же, но с присадкой Мп	то же	то же	23
14	То же, что и в группе 13, но с защитой от пыли	то же	то же	43
15	Железocerамическая, высотой 35 мм, с прорезью и с защитой от пыли	то же	то же	43

Примечание. Структура железocerамических втулок групп 1, 2, 3, 12 и 15—феррито-перлитовая: в группах 1, 2 и 3 преобладает перлит, в группах 12 и 15—феррит.

Таблица 3

Характеристика и износы верхних опор шпинделей 15-шпиндельных барабанов СХМ-48 работавших на машинах Пахтинской РТС

№.№ п/п	Инв. № машины	Выработка машины за период испытаний, в га	Характеристика опор			Увеличение зазора, в мк на 10 га (за 50 часов)	
			втулка	шейка	смазка	экспериментальные	серийные опоры
1	70	21,6	Железocerамические, с косой смещенной прорезью (серийные)	Из стали АЗО цементирован. и закаленные т. в. ч. до R <sub>c</sub> =35—45	Солидол	45,7	14,4
2	51	46,1	То же	то же	то же	45,2	12,3
3	50	84,4	Железocerамические, с симметричной прорезью	Хромированные (серийные)	то же	7,1	6,3
4	58	34,0	То же	то же	то же	6,4	2,5
5	71	56,9	Железocerамические (серийные), но с защитными колпачками от пыли.	то же	то же	8,1	10,7
6	53	49,6	То же	то же	то же	4,3	9,8
7	57	34,5	Железocerамические, с симметричной прорезью и с защитными колпачками	то же	Автол, подаваемый фитилями	3,8	4,8
8	54	42,6	То же	то же	то же	5,7	14,4
9	69	67,1	Из стали 45, закаленные до R <sub>c</sub> =50—58, с симметричной прорезью и с защитными колпачками	Хромированные (серийные)	то же	3,0	8,1
10	69	31,6	То же	Хромированные экспериментальные	то же	1,1	8,1
11	53	21,2	Из стали 45, закаленные до R <sub>c</sub> =50—58, с симметричной прорезью	то же	Солидол	2,3	9,8

Примечание. 1. Серийные верхние опоры: втулки железocerамические с косой смещенной прорезью, шейки из стали АЗО хромированные толщиной слоя 10 мк, смазка — солидол. 2. Графа "Характеристика опор" относится только к экспериментальным опорам. Серийные опоры имелись на каждой машине.



№№ групп	Износ на диаметр в МК		Увеличение зазора в МК (суммарный износ)
	втулок	шеек	
1	1025	420	1445
2	82	18	100
3	62	15	77
4	70	15	85
5	43	13	56
6	87	8	95
7	110	17	127
8	43	13	56
9	43	7	50
10	17	3	20
11	0	5	5
12	32	10	42
13	13	10	23
14	33	10	43
15	33	10	43

Рис. 8. Износы деталей верхних опор шпинделей 15-шпиндельных барабанов, работавших 300 часов на стенде. Характеристика групп опор дана в таблице 2.

Характеристики верхних опор, подвергавшихся испытанию, выработка машин и величина износа деталей приведены в таблице 3 и на рис. 9.

Нижние опоры шпинделей всех комплектов барабанов были обычными серийными. Их износы приведены в таблице 4.

Таблица 4

Износы деталей серийных нижних опор шпинделей 15-шпиндельных барабанов, работавших на машинах Пахтинской РТС (в МК на диаметр на 10 га убранной площади)

Наименование деталей	Инв. № машины				Средние износы
	71	58	50	70	
	Выработка в га				
	50	34	84	22	
Нижняя втулка шпинделя	50	22	37	52	40
Палец шпинделя	42	27	37	63	39
Шарик шпинделя	35	29	53	43	43

Проведены также испытания капроновых втулок опор шпинделей 15-шпиндельных барабанов на машинах и полях совхоза им. Кирова Ташкентской области. Точных сведений о износостойкости капрона в условиях опор шпинделей получить не удалось, т. к. при работе втулки значительно изменяли свои размеры и форму.

№№ групп	Износ на диаметр в МК		Увеличение зазора в МК (суммарный износ)
	втулок	шеек	
1	18	4	22
2	21	4	25
3	9	3	12
4	8	2	10
5	49	26	75
6	3	4	7
7	3	2	5

Рис. 9. Износы деталей верхних опор шпинделей 15-шпиндельных барабанов, работавших на машинах Пахтинской РТС, приведенные к 100 часам работы аппарата при средних условиях. Характеристика групп опор:

1—железокерамика—хром, прорезь смещенная, солидол (серийные опоры); 2—железокерамика—хром, прорезь симметричная, солидол; 3—железокерамика—хром, прорезь смещенная, установлены колпачки, солидол; 4—железокерамика—хром, прорезь симметричная, колпачки, автол; 5—железокерамика—сталь закаленная, прорезь смещенная, солидол; 6—сталь закаленная—хром, прорезь симметричная, солидол.

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТРЕНИЯ И СКЛОННОСТИ К ЗАЕДАНИЮ ВЕРХНИХ ОПОР ШПИНДЕЛЕЙ 15-ШПИНДЕЛЬНЫХ БАРАБАНОВ

Определения производились на стенде на действительных деталях. Стенд был сконструирован по оригинальной схеме, позволяющей использовать детали опор, в некоторой мере воспроизводить условия их работы и проводить продолжительные опыты при постоянной регистрации момента трения.

На рис. 10 дана схема рабочей части стенда. При вращении шейки 1 момент трения отклоняет втулку 2 с обоймой и стрелкой и уравнивается моментом сил веса груза  $P$  на плече  $h$ . Отклонения стрелки, пропорциональные

197615

Центральная научная  
БИБЛИОТЕКА

$h$ , фиксируются на бумажной ленте. Направление вращения шейки 1 периодически изменяется.

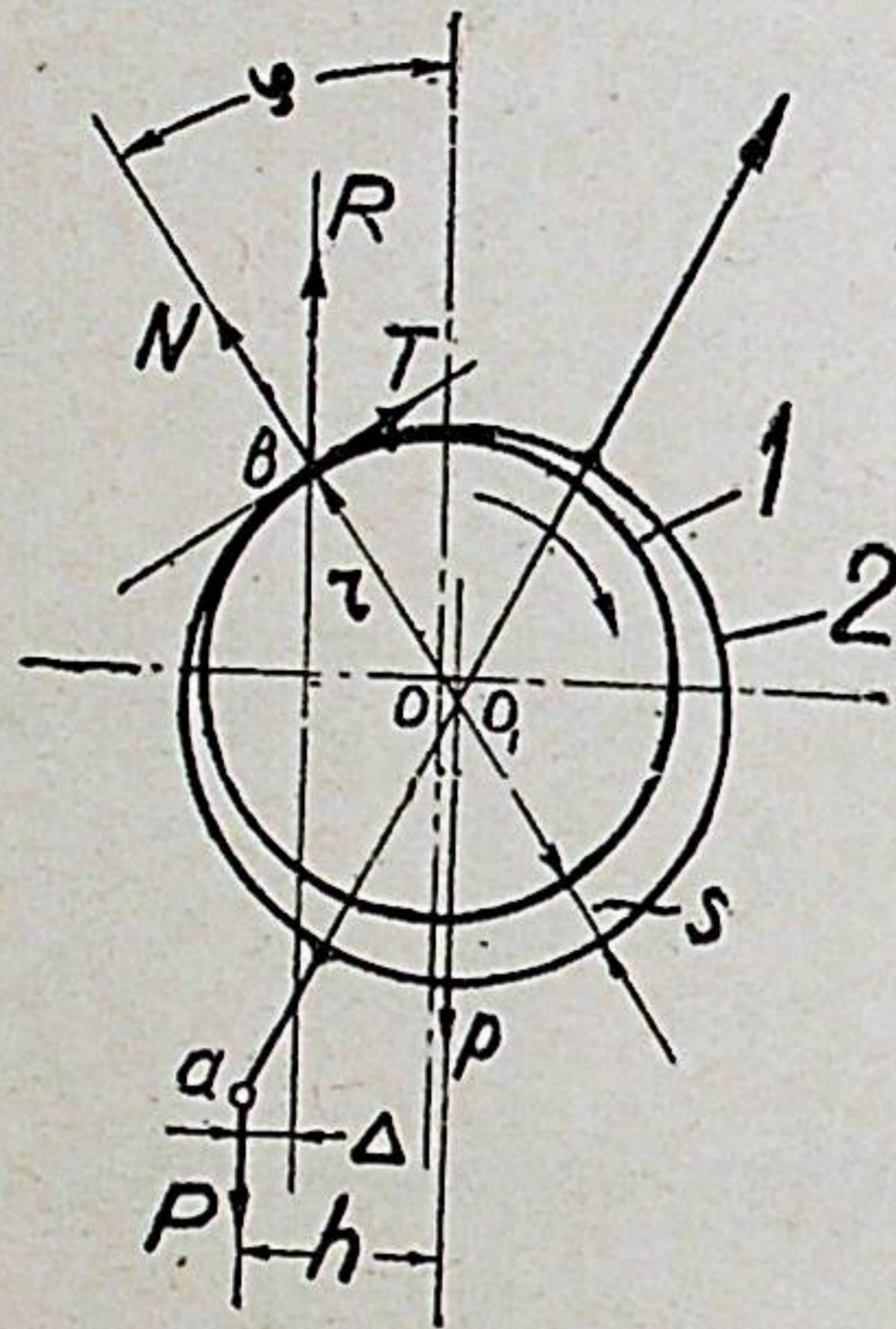


Рис. 10. Схема рабочей части стенда и сил, действующих на втулку.

1—шейка, 2—втулка.

Коэффициент трения ( $tg\varphi$ ) определяется как отношение силы трения  $T$  к нормальному давлению  $N$ . Величины  $S$  и  $oo_1$ , не учитываются по малости.

$$tg\varphi = \frac{T}{N} = \frac{Ph}{\sqrt{r^2(P+p)^2 - P^2h^2}}$$

где:  $P$  — вес груза из подвесного устройства;  
 $h$  — плечо силы  $P$  относительно центра шейки;  
 $r$  — радиус шейки;  
 $p$  — вес обоймы со втулкой.

Примечание: Для упрощения определений балансировать обойму следует относительно точки  $a$ .

На стенде испытывались шейки диаметром 25 мм и втулки длиной 25 мм с зазором 0,2—0,3 мм (при капроне 0,3—0,4 мм). Нормальное давление изменялось от 2 до 40 кг. При давлениях 20—40 кг пары сталь закаленная—хром дали наименьшие значения коэффициентов трения—0,02 (смазка—солидол).

На этом же стенде определялась склонность опор шпинделей к заеданиям при нагрузке на втулку 13,8 кг и 1110—

1120 оборотах шейки в минуту. Направление вращения периодически изменялось. Трущиеся поверхности смазывались только вначале опытов солидолом, содержащим 9,1% пыли. При испытании капроновых втулок скорость вращения шеек снижалась до 455—465 об/мин и в солидол пыль не вводилась.

Результаты приведены в таблице 5.

Таблица 5

Характеристика пары			Продолжительность работы до заедания, признаки заедания и др.
втулка	шейка	смазка	
Железокерамическая	Из стали АЗО	Солидол, содержащий 9,1% пыли	1 час. 25 мин. Нагрев до 150°, повышение и непостоянство момента трения, появление чада.
Железокерамическая	Хромированная	"	6 ч. 30 мин. Нагрев до 95°, повышение и непостоянство момента трения.
Стальная закаленная	Хромированная	"	49 ч. 40 мин. Признаков заедания не наблюдалось. Нагрев не выше 45—50.
Капроновая	Из стали АЗО	Солидол	От 35 мин. до 2 час. 30 мин. Нагрев шейки до 70—90°. Значительное повышение момента трения и появление чада.
Капроновая	Хромированная	"	

## ВЫВОДЫ

1. При повышенных нагрузках на шпиндели наблюдается снижение их скоростей вращения в средней части рабочей зоны. Устранить это можно, изменив распределение натяжений ремней привода, введением пружинных компенсаторов и т. п.

2. Схема ремней привода шпинделей машин СХМ-48 и СХМ-48М не обеспечивает постоянства их натяжения. Применение коротких ремней и натяжных пружин с пологой характеристикой исключит этот недостаток.

3. Максимальные горизонтальные усилия в опорах шпинделей 15-шпиндельных барабанов составляют вверху около 15 кг, внизу около 7 кг.

4. Применение опор качения, взамен опор скольжения при одинаковом натяжении сбегających ветвей ремней привода не дает улучшения скоростных режимов шпинделей.

5. Пары трения бронза ОЦС-6-6-3—сталь А30 и железо-керамика—сталь А30 имеют низкую износостойкость.

6. Наивысшую износостойкость показали пары закаленная сталь—хром и наметаллизированная сталь—хром. Первая из них дает наименьшие потери на трение.

7. Пары капрон—хром и капрон—сталь износостойки и при работе со смазкой не дают больших потерь на трение.

8. Износостойкость материала зависит от его свойств и свойств материала сопряженной детали. Хромирование стальных шеек, работающих в железокерамических втулках, повышает износостойкость обеих деталей в несколько раз.

9. Применение защиты от пыли и автоматически подаваемой жидкой смазки снижает износы опор и трудоемкость их обслуживания.

10. Скорость нарастания износов в верхних опорах СХМ-48М почти не зависит от величины зазора, а у 15-шпиндельных барабанов начинает заметно расти при зазорах в 0,2 мм и увеличивается в 3—4 раза при зазорах в 1,5 мм на диаметр.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты работы частично уже внедрены в производство. Применяются короткие ремни привода шпинделей с индивидуальными пружинами, хромированные шейки, пальцы шпинделей, колпачки для защиты от пыли и др. Некоторые материалы используются при конструировании машин и в исследовательской работе. Но многое еще нужно использовать. Например, применение стальных штампованных каленых втулок и автоматически подаваемой жидкой смазки не внедрено, хотя может дать большие выгоды. Слабо внедряется хромирование трущихся поверхностей, работающих в паре с железокерамикой, сталью, чугуном.

Работа над данной темой выявила ряд направлений дальнейших исследований, например:

1. Определение показателей неметаллических подшипниковых материалов в условиях опор шпинделей, в т. ч. способных работать без смазки.

2. Изыскание способов автоматической дозированной подачи жидкой смазки к опорам шпинделей.

3. Дальнейшее изучение поведения хромовых покрытий в парах трения.

4. Дальнейшая разработка и систематизация материалов по расчету привода шпинделей и их опор.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Сухарев П. А. — Результаты сравнительных испытаний износостойкости опор шпинделей вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машин. Труды ТИИИМСХ, выпуск XVII, Ташкент, 1960.

2. Сухарев П. А. — Определение скоростей вращения шпинделей хлопкоуборочной машины при помощи скоростной киносъемки с применением нониусной разметки. Бюллетень „Механизация хлопководства“, 1961, № 6.

3. Сухарев П. А. — Стенд для продолжительной регистрации коэффициента трения в подшипниках скольжения. Бюллетень „Механизация хлопководства“, 1961, № 7.

4. Сухарев П. А. — Некоторые характеристики и улучшение фрикционного привода шпинделей хлопкоуборочных машин. Бюллетень „Механизация хлопководства“, 1961, № 8.

5. Сухарев П. А. — Усилия в опорах шпинделей вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машин. Бюллетень „Механизация хлопководства“, 1961, № 10.

P-14364

Заказ № 2062

Тираж 200.

Типография Объединенного издательства „Кизил Ўзбекистон“,  
„Правда Востока“ и „Ўзбекистони Сурх“. Ташкент—1961.