

УЗБЕКСКИЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ИНСТИТУТ МЕХАНИЗАЦИИ И ЭЛЕКТРИФИКАЦИИ
СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА (УзМЭИ)

На правах рукописи

УДК 631.358.633.511.001

ОТАЖАНОВ Джаббарберган Мадаминович

**ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ
ХЛОПКОУБОРОЧНЫХ АППАРАТОВ
МОДЕРНИЗАЦИЕЙ НИЖНИХ ОПОР ШПИНДЕЛЕЙ**

Специальность 05.20.04 — Сельскохозяйственные и
гидромелиоративные машины

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Библиотека

0-138 94

Янгиюль — 1995

Работа выполнена на кафедре «Сельхозмашностроение» Ташкентского государственного технического университета имени Абу Райхана Беруни.

Научный руководитель: доктор технических наук,
профессор **Исманов М. А.**

Научный консультант: доктор технических наук,
профессор, член корр. АСХН
Республики Узбекистан
Садриддинов А.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор, академик АН
Республики Узбекистан
Глущенко А. Д.,
кандидат технических наук,
старший научный сотрудник
Михайловский А. Н.

Ведущая организация: Головное специализированное
конструкторское бюро по маши-
нам для хлопководства (ГСКБ).

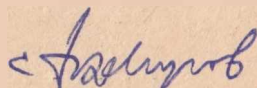
Защита диссертации состоится «23» августа 1995 г.
в 13 час. на заседании специализированного совета
Д 125.01.21 по присуждению ученой степени доктора техни-
ческих наук в Узбекском научно-исследовательском инсти-
туте механизации и электрификации сельского хозяйства
(УзМЭИ).

Адрес: 702841, Ташкентская область, Янгйольский рай-
он, п/о Гульбахор-1, УзМЭИ.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке
УзМЭИ.

Автореферат разослан «_____» _____ 1995 г.

Ученый секретарь
специализированного совета



С. НАРКУЛОВ

АННОТАЦИЯ

Работа посвящена повышению надежности хлопкоуборочных аппаратов путем модернизации нижних опор шпинделей, проводилась на основе анализа ранее выполненных научно-исследовательских работ и обобщения результатов теоретических и экспериментальных исследований по обоснованию параметров деталей нижних опор шпинделей шарового типа. Эксперименты проведены с применением тензометрирования, математического метода планирования эксперимента и ЭВМ. Хлопкоуборочные машины, оснащенные шаровыми опорами шпинделей, прошли хозяйственные и заводские испытания в ряде областей Республики.

Полученные данные показывают, что применение разработанной нижней опоры шпинделя позволяет повысить срок ее службы более чем в 3 раза и обеспечить стабильность агротехнических показателей хлопкоуборочных машин. Экономический эффект от применения разработанного узла составляет 828 сум на машину в год.

Автор защищает:

- теоретические и экспериментальные зависимости нагруженности, и режим работы серийных и модернизированных нижних опор шпинделей;
- конструкции и основные параметры модернизированной нижней опоры шпинделей.

Общая характеристика работы

Актуальность темы. Хлопководство - основная отрасль сельского хозяйства Узбекистана, приносящая большую валовую прибыль, чрезвычайно трудоемкая, особенно в период уборки урожая. Поэтому развитие хлопководства тесно связано с совершенствованием уборочных машин.

Вертикально-шпиндельные хлопкоуборочные машины имеют недостаточную технологическую и конструктивную надежность. Свидетельство этого их низкая наработка на отказ, не превышающая 15-20 ч, относительно малый доремонтный ресурс, составляющий 300 - 450 часов работы (2 - 3 года) и межремонтный ресурс 200 - 300 ч работы (1 - 2 г). При проведении ремонта хлопкоуборочных машин в специализированных предприятиях расходы на запасные части составляют 60...65 % от общей стоимости работ.

Вследствие быстрого изнашивания наименее долговечной детали - подшипника скольжения нижней опоры шпинделя (металлокерамическая втулка), с которой шпиндель сопрягается внутренней поверх-

ностью с нижней частью пальца, частота вращения шпинделя снижается на 20%, что приводит к уменьшению полноты сбора хлопка-сырца машиной на 1,5...2%.

На нижние опоры шпинделей приходится значительное количество отказов в процессе работы хлопкоуборочных машин, что уменьшает их производительность и затягивает срок уборки урожая. Поэтому работа, направленная на поиск новых типов нижних опор шпинделей, обоснование их параметров, повышающих агропоказатели и производительность хлопкоуборочных машин, актуальна и имеет определенное народно-хозяйственное значение.

Рабочая гипотеза - повышение надежности работы хлопкоуборочного аппарата, а также обеспечение стабильности его агротехнических показателей осуществляется путем разработки конструкции нижней опоры шпинделей с использованием совмещения принципов трения качения и скольжения.

Цель исследований - повышение надежности работы уборочных аппаратов путем модернизации нижних опор шпинделей.

Объект исследования - серийные и предлагаемые конструкции нижних опор шпинделей вертикально-шпиндельного хлопкоуборочного аппарата.

Методика исследования. При выполнении теоретических исследований использовались основные положения теоретической механики, деталей машин и трибоники.

При проведении экспериментальных исследований использованы методы математической статистики и планирования эксперимента. Кинематические и динамические параметры рекомендуемых опор шпинделей определены с использованием метода тензометрирования, АЦП и ЭВМ. Расчет экономической эффективности произведен по методике Уэагрореймаша.

Научная новизна заключается в:

- анализе координатных погрешностей расположения шпинделей и теоретическом обосновании обеспечения условий трения качения в нижних опорах;
- определении влияния несоосности верхних и нижних опор шпинделей на их нагруженность и частоту вращения;
- выведении аналитических зависимостей и расчете параметров модернизированной нижней опоры шпинделей.

Предложенная конструкция нижней опоры шпинделя защищена патентом РУз ИДП 9300179.1(0864).

Практическая ценность заключается в увеличении долговечности нижних опор шпинделей больше чем в 3 раза в сравнении с серийными опорами и повышении надежности хлопкоуборочных аппаратов в 1,5-2 раза.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались на научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава ТМИ и ТашГТУ в 1990 - 1993 гг, на Республиканских научно-технических конференциях: "Контактные явления при сборе и переработке хлопка-сырца" (г.Ташкент,1991г.), "Проблемы выработки электрической энергии и вопросы энерготехнологии в машиностроении и других отраслях народного хозяйства" (г.Ташкент,1992 г.), "Актуальные проблемы создания высокоэффективной хлопкоуборочной техники нового поколения" (г.Янгйул,1993 г.); на конференции профессоров, преподавателей, аспирантов и научных работников ТашГТУ, посвященной 3-ей годовщине независимости РУз. (г.Ташкент,1994г.), на международном научно-техническом симпозиуме "Разработка, производство и эксплуатация сельскохозяйственных машин в условиях рыночной экономики" (г.Ташкент,1994 г.).

Реализация результатов исследования. Разработанная конструкция нижней опоры шпинделей прошла хозяйственные испытания в хлопководческих хозяйствах Ташкентской и Сырдарьинской областей. Основные результаты исследований приняты ПО "Ташсельмаш", выпущена опытная партия хлопкоуборочных машин с модернизированными нижними опорами шпинделей.

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 10 научных работ, в том числе одно авторское свидетельство на изобретение.

Объем и структура работы. Диссертация состоит из введения, 5 глав, общих выводов и рекомендаций, списка использованной литературы из 84 наименований и приложений. Общий объем диссертации изложен на 156 страницах машинописного текста, содержит 76 рисунков, 10 таблиц и приложений.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение посвящено обоснованию актуальности темы и значению выполненной работы.

В первой главе "Состояние вопроса и задачи исследований" рассматриваются особенности работы и различные конструкции нижних опор шпинделей хлопкоуборочной машины, приведен обзор и ана-

лиз работ А.Д. Глуценко, М.А.Исмакова, Н.А.Сухарева, Х.Г.Салиева, М.Т.Шаумаровой, Н.И.Рахметова, Х.Т.Аминова и др., посвященных изучению условий эксплуатации и повышению надежности опор шпинделей.

Обзор предшествующих исследований показал, что они посвящены главным образом оценке условий работы опор шпинделей и сопротивляемости изнашиванию различных подшипниковых материалов. Полученные при этом результаты, выводы и предложения недостаточны для создания и внедрения в производство эффективного метода, повышающего ресурс подшипников скольжения опор шпинделей.

С учетом изложенного и в соответствии с поставленной целью сформулированы следующие задачи исследования:

- установить основные причины интенсивного износа и выхода из строя нижних опор шпинделей хлопкоуборочных аппаратов;
- обосновать возможность применения принципов качения в нижней опоре шпинделя, разработать компактную, работоспособную и надежную конструкцию нижней опоры шпинделя;
- разработать математическую модель функционирования шаровой опоры и обосновать ее параметры;
- разработать методику экспериментальных исследований, позволяющую достоверно оценить ожидаемые эффекты функционирования нижних опор шпинделей;
- обосновать технико-экономическую эффективность принятых решений и внедрить результаты исследования в производство.

Во второй главе " Теоретические предпосылки к обоснованию надежной конструкции нижних опор шпинделей хлопкоуборочных машин" постулируется тот факт, что трение качения сопровождается гораздо меньшим износом, чем трение скольжения при существенно меньших энергозатратах. Подшипники качения значительно удобнее в эксплуатации, менее критичны к смазке и остаются работоспособными даже при её недостатке или временном отсутствии. В связи с этим использование трения качения одно из эффективных путей повышения надежности машин.

Идеальным условием обеспечения трения качения является равенство абсолютных скоростей перемещения контактируемых поверхностей при нулевом значении относительной скорости. В реальных подшипниках трение качения сопровождается проскальзыванием тел в местах контакта вследствие упругих деформаций.

Допустим, что нижняя опора шпинделя состоит из трех элемен-

тов (рис.1). Подпятник 3 неподвижен, пята 1 вращается вокруг своей оси. Так как в радиальном направлении действует сила R_B , а по оси сила P , в точках В и А возникают контактные напряжения от равнодействующей силы N . Если $R_B > kP$, то пята сместит ось вращения OM в сторону приложения силы R_B . Здесь k -коэффициент, зависящий от параметров опоры.

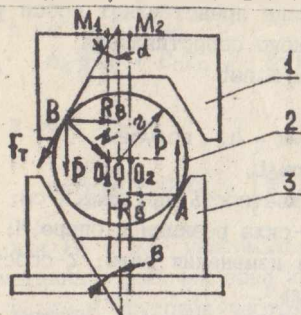


Рис. Схема создания принципа качения в шаровой опоре

условиях функционирования шаровой опоры по конической беговой дорожке трудновыполнимо, а технологическое выполнение более подходящей формы профиля для этого случая- "Стрельчатая арка"значительно сложно. В предложенной конструкции нижней опоры шпинделей

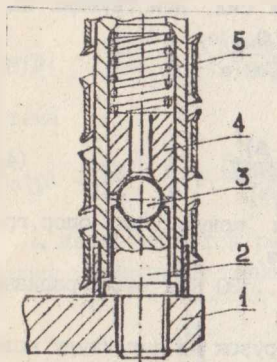


Рис.2. Нижняя опора шпинделя

феричекий подшипник, где подпятник 2 выполняет роль нижней обоймы, а пята 4- верхней.

Нами установлено, что силы, действующие на нижнюю опору, колеблются в широких пределах 50 - 500 Н и за один оборот шпиндельного барабана их направление изменяется два раза при одном stemнине, и три раза при двух. С учетом переменности этих сил

отсутствует принимающая радиальную нагрузку пара трения "палец-втулка". Радиальную и осевую нагрузку воспринимает шарик 3 и пята 4 с конической фаской. В разбное отверстие нижнего диска 1 устанавливается подпятник 2 с конусной проточкой, куда вставляется шарик 3.

С помощью компенсирующей пружины 5, пята 4 прижимается к шарик 3, тем самым обеспечивается постоянный контакт между этими поверхностями. Эту конструкцию можно представить как

определена жесткость пружины и рассмотрены колебания системы "пружина-шпindel" для исключения вероятности резонансных явлений. Уравнение движения конца пружины представляет собой уравнение вынужденных колебаний без вязкого сопротивления

$$m\ddot{z} + C_n(z+z_0) = R_B \operatorname{tg} \alpha \operatorname{Sin} \omega t \quad (1)$$

Обозначив $\zeta = \sqrt{C_n/m}$; $R_B \operatorname{tg} \alpha \cdot m = h$, получим

$$\ddot{z} + \zeta^2(z+z_0) = h \operatorname{Sin} \omega t, \quad (2)$$

где m -масса шпинделя, кг; C_n -жесткость пружины, Н/см; z_0 -начальная деформация пружины, см; R_B -сила реакции в опоре, Н; α -угол конусности пяты, град.; ω_c -частота изменения силы; ζ -собственная частота системы "пружина - шпindel".

Такое движение зависит от коэффициентов ζ и ω_c . При $\zeta < \omega_c$ движение неустойчиво. Поэтому для предотвращения резонансных колебаний необходимо обеспечить условие $\zeta > \omega_c$ или $C_n > \omega_c^2 m$.

Расчетами установлено, что для разработанной шаровой опоры:

$$C_n > 7 \text{ Н / см.}$$

Максимальная осевая сила, действующая на пружину, определена из условия равновесия моментов от всех сил, действующих на шарик, относительно точки А (рис.1): $M_A = 0$, т.е.

$$- R_B r (\operatorname{Sin} \alpha + \operatorname{Sin} \beta) + F_T (\operatorname{Cos} \alpha + \operatorname{Cos} \beta) + F_T 2r \operatorname{Cos}(\alpha - \beta) = 0. \quad (3)$$

Здесь $F_T = (R_B \operatorname{Cos} \alpha + P \operatorname{Sin} \alpha) f_n$.

Отсюда

$$P = R_B \frac{\operatorname{Sin} \alpha + \operatorname{Sin} \beta - 2 f_n \operatorname{Cos}(\alpha - \beta)}{\operatorname{Cos} \alpha + \operatorname{Cos} \beta - 2 f_n \operatorname{Sin} \alpha \operatorname{Cos}(\alpha - \beta)}, \quad (4)$$

где r -радиус шарика, мм; α, β -углы конусности опор, град.; F_T -сила трения, Н; f_n - коэффициент трения.

Из уравнения (4) получено $P = 20 \dots 30 \text{ Н}$, а также рациональные значения α и β : 30° .

Определено влияние радиальных нагрузок на амплитуду колебаний пяты в рабочей и зоне съема. Считаем, что часть усилия $P_{ц} \operatorname{Sin} \alpha \operatorname{Cos} \alpha = P_{цn}$ передается на пяту и заставляет ее колебаться.

На массу пяты $m_n = G_n/g$ действуют одно временно:

- усилие P_n от пружины

$$P_n = P_{цn} + Z_n(t) C_n, \quad (5)$$

где $Z_n(t)$ -осевые колебания пяты (вдоль оси вращения шпинделя), мм;

$P_{ц}$ - центробежная сила трубки шпинделя.

По принципу Даламбера суммируем силы, действующие на пату:

в рабочей зоне

$$m_n \frac{d^2 z_n}{dt^2} + C_n z_n = \left[\frac{1}{3} P_k \cos \omega_k t + m_n \omega^2 E \cos \omega t \right] f_n; \quad (6)$$

в зоне съема

$$m_n \frac{d^2 z_n}{dt^2} + C_n z_n = \left[\frac{1}{2} P_c \cos \omega_c t + m_n \omega^2 E \cos \omega t \right] f_n; \quad (7)$$

где P_k и P_c — максимальные усилия от комков почвы и кустов хлопчатника в рабочей зоне и съемника (в зоне съема), Н;

$\omega_k = 4\omega_n$ — круговые частоты импульса воздействия кустов хлопчатника и комьев почвы на шпindel в рабочей зоне;

$\omega_c = 2\omega_n$ — частоты импульса воздействия съемника на шпindel.

После упрощений получим уравнение колебаний и затем осуществим переход к оригиналам функций для зон:

рабочей

$$z_n(p) = \frac{f_n}{m_n} \left[\frac{2}{3} P_k \frac{(\cos \omega_n t - \cos \omega_k t)}{(\omega_k^2 - \omega_n^2)} + m_n \omega^2 E \frac{\cos \omega_n t - \cos \omega t}{\omega_n^2 - \omega^2} \right]; \quad (8)$$

съема

$$z_n(p) = \frac{f_n}{m_n} \left[\frac{1}{2} P_c \frac{(\cos \omega_n t - \cos \omega_c t)}{(\omega_c^2 - \omega_n^2)} + m_n \omega^2 E \frac{\cos \omega_n t - \cos \omega t}{\omega_n^2 - \omega^2} \right]; \quad (9)$$

Из результатов расчетов (рис. 3) видно, что радиальные нагрузки увеличивают амплитуду колебаний паты и приводят к маятни-

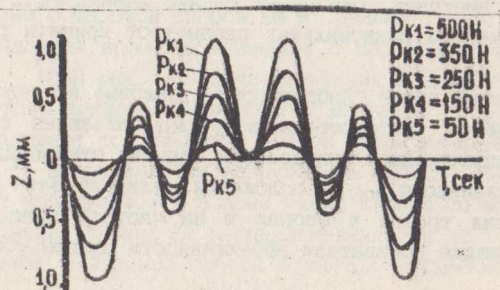


Рис. 3. График амплитуды колебаний паты в рабочей зоне при жесткости пружины $C_n = 14,7$ Н/см

ковым колебаниям шпинделя, при этом появляется вероятность соприкосновения пальца с внутренней стенкой стержня шпинделя, что обуславливает снижение частоты его вращения. Увеличение жесткости пружины до 11,7-14,7 Н/см значительно снижает амплитуду пята.

Максимальные контактные напряжения, возникающие на контактном пояске шарика и пята, определялись из условия прочности $\sigma_{\max} < [\sigma_K]$, и иллюстрируются графиками (рис.4)

$$\sigma_{\max} = 0,388 \sqrt{\frac{4R_n E_1^2 \cdot E_2^2 (\alpha_n - 3\alpha_n)^2}{(E_1 + E_2)^2 \sigma_n^2 \cdot z_{\text{ш}}}} \quad (10)$$

где E_1, E_2 - модули упругости соответственно пята из стали 45 и шарика из - ШХ15 ($E_1 = 2,04 \cdot 10^5$ МПа; $E_2 = 2,2 \cdot 10^5$ МПа); $\Gamma_n, \Gamma_{\text{ш}}$ - приведенные радиусы кривизны пята и шарика; σ_{\max} - допускаемое контактное напряжение, величина которого для стальных деталей составляет $\sigma_{\max} = 2000 - 3000$ МПа; R_n - расчетная и максимальная нагрузки на нижнюю опору (50 - 500 Н).

Решающее влияние на контактные напряжения, по сравнению с

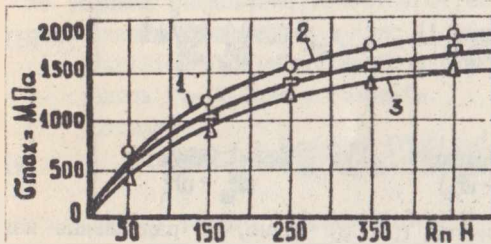


Рис. 4. Изменение контактных напряжений в зависимости от радиуса шарика $\Gamma_{\text{ш}}$, радиального усилия R_n и конусности α , при 30° , где 1- $\Gamma_{\text{ш}}=6$ мм, 2- $\Gamma_{\text{ш}}=7$ мм, 3- $\Gamma_{\text{ш}}=7,5$ мм.

другими параметрами, оказывает радиус шарика $\Gamma_{\text{ш}}$ и угол конуса α пята. В качестве рациональных параметров приняты $\Gamma_{\text{ш}} = 7 \dots 7,5$ мм и $\alpha = 30^\circ$.

В третьей главе "Лабораторно-стендовые исследования нижних опор шпинделей" рассмотрены вопросы, связанные с несоосностью верхних и нижних опор шпинделей и других отклонений от оптимального взаимного их расположения, влияния этих отклонений на величину сил трения в опорах и на частоту вращения шпинделя, обуславливающие показатели эффективности работы уборочного аппарата.

С этой целью проанализированы, заложенные в чертежах, допуски на размеры деталей и их соединений, и разработан графический метод определения несоосности опор шпинделей в собранном узле

шпиндельного барабана хлопкоуборочной машины. С помощью прибора ПБ- 1600 замерена фактическая несососность опор, которая доходит до 8 мм. Впервые практически определена неперпендикулярность пальца относительно нижнего диска, достигающая $1,5^\circ$.

Исследования влияния координатного расположения шпинделей на частоту их вращения в рабочей и в зоне сема хлопка проводились на специально изготовленном стенде, позволяющем устанавливать шпиндели на барабане с различными значениями несососности блор и перпендикулярности опорного пальца к нижнему диску. Средства измерения и записи - информационно-измерительная система включающая в себя осциллограф, усилитель, магнитограф, ЭВМ и др. В ходе эксперимента испытывался один и тот же шпиндельный барабан как с серийной, так и с шаровой нижней опорой шпинделей. Эксперимент предусматривал запись осциллограмм как с приложением нагрузки на шпиндель, имитирующей рабочий режим, так и без нагрузок.

Основными критериями для сравнения кинематики шпинделей с разными нижними опорами служила средняя частота вращения в рабочей зоне (на ремнях прямого вращения) и углы реверсирования. При всех опытах частота вращения шпиндельного барабана поддерживалась стабильно на уровне $118 - 122 \text{ мин}^{-1}$. Из опытов определено, что верхние значения углов реверса у шпинделей с серийными нижними опорами больше, чем при использовании шаровой опоры. У серийных шпинделей углы реверса (рис. 5) на ремнях прямого вращения колеблются в пределах $40 - 53^\circ$, а на ремнях колодки обратного вращения - $38 - 49^\circ$. Для шпинделей с шаровой опорой эти углы составили, соответственно, $30 - 44^\circ$ и $39 - 42^\circ$. Особое значение имеет угол реверса в рабочей зоне. Максимальное значение этого угла у шпинделей с шаровой опорой на 9° меньше, чем у серийных.

Средняя частота вращения шпинделя с шаровой опорой в рабочей зоне $1530 - 1650 \text{ мин}^{-1}$. Наличие смещения и нагрузки почти не влияет на частоту вращения шпинделя. У шпинделя с серийной опорой частота вращения при смещении нижней опоры на 8 мм падает на $100 - 150 \text{ мин}^{-1}$, а при наличии нагрузки - на $200 - 250 \text{ мин}^{-1}$. Аналогичная картина наблюдается и в зоне сема хлопка со шпинделями.

При отклонении пальца от перпендикулярности на $1,5^\circ$ частота вращения шпинделя с шаровой опорой остается неизменной, а с серийной опорой - снижается на 30% в сравнении с предлагаемой.

Экспериментальное исследование по определению влияния нес-

соосности верхних и нижних опор на легкость вращения шпинделей, осуществлялось в 12 позициях, в 2-х взаимноперпендикулярных

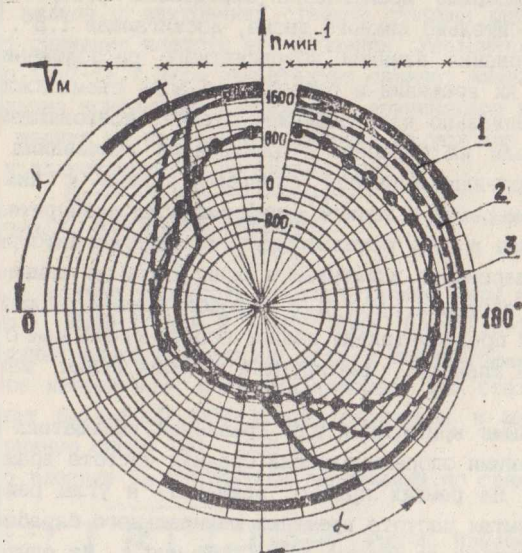


Рис. 5. Фазовые диаграммы частоты вращения шпинделя с шаровой 1 и серийной 2 опорами при отклонении от соосности опор на $\delta_{\text{мн}}$, и при отклонении пальца от перпендикулярности серийной опоры 3 на $1,5^\circ$.

плоскостях. Для этого изготовлен нижний диск шпиндельного барабана, позволяющий перемещать нижние опоры шпинделей в 2-х взаимноперпендикулярных плоскостях с их фиксированием в одной из 12 позиций. На верхнем диске шпиндельного барабана установлен привод шпинделя.

Испытывался серийный шпиндель с серийной нижней опорой и с шаровой. Эксперимент предусматривал запись осциллограмм как с приложением нагрузки на шпиндель, имитирующей рабочий режим, так и без нагрузки.

Установлено, что шаровая опора имеет явное преимущество по легкости вращения перед серийной опорой шпинделя с цилиндрической втулкой в условиях нарушения соосности нижних и верхних подшипников шпинделей. Цилиндрическая втулка предъявляет более жесткие требования к нормам соосностей этих опор. При эксплуатации хлопкоуборочных машин этот фактор может проявиться в том,

что некоторая доля из общей массы вращающихся на рабочих барабанах шпинделей вращается с повышенным сопротивлением, достигающим 2,50...3,50 Н·м (рис.6), при этом уменьшается полнота сбора хлопка машиной и ускоряется процесс изнашивания деталей нижней опоры и ремней привода шпинделей. При применении нижней опоры шарового типа этот недостаток исключается.

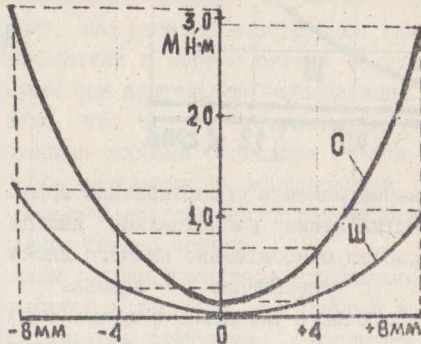


Рис.6. График изменения момента сопротивления вращению шпинделя в зависимости от несоосности опор:
С - серийная, Ш - шаровая

На величину момента сил трения большое влияние оказывает и неперпендикулярность опорного пальца к торцевой поверхности нижнего диска. Из графика (рис.7) видно, что в цилиндрической опоре серийной конструкции легкость вращения шпинделя в значительной мере зависит от угла отклонения пальца от перпендикулярности его к нижнему диску. При угле наклона пальца на 1° момент трения достигает предельного значения и шпиндель заклинивается. В шаровой опоре в этих положениях момент трения остается неизменным.

Тензометрированием установлено, что максимальные значения радиальных нагрузок в экспериментальной опоре в два раза меньше, чем в серийной. Установлена также хорошая сходимость экспериментальных данных для пружин, изготовленных из проволок разных диаметров и с разными силами сжатия с расчетными. Опытами определено, что минимальный износ и радиальный люфт в шаровой опоре происходят при жесткости пружины 11,7-14,7 Н/см.

В четвертой главе "Лабораторно-полевые испытания нижних опор

шпинделей" применяется методика и результаты стендовых ресурсных

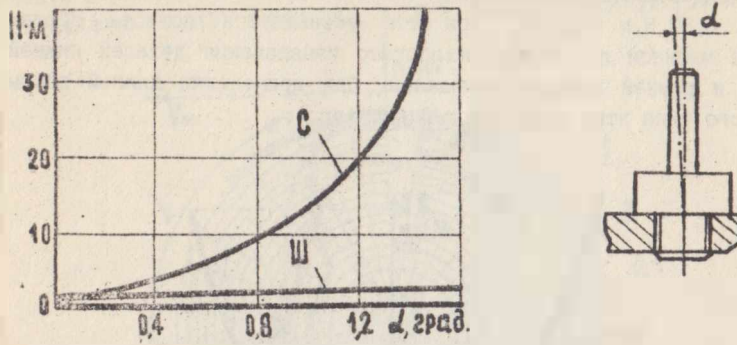


Рис. 7. Изменение момента сопротивления вращению шпинделя при отклонении расположения пальца от перпендикулярности относительно нижнего диска. Опоры: С - серийная, Ш - шаровая

испытаний хлопкоуборочного аппарата с целью подбора оптимальных сочетаний параметров нижней опоры для обеспечения максимальной их износостойкости и анализ работы хлопкоуборочных машин, оснащенных экспериментальными нижними опорами в реальных хозяйственных условиях.

Ресурсные испытания опор шпинделей проводились на стенде завода "Ташсельмаш", имеющим пылевую камеру для моделирования условия работы хлопкоуборочной машины: влажность (1-1,2 г м³) и температура 25° С воздуха, нагрузки на опоры шпинделей и др. В результате этих испытаний были оптимизированы параметры нижней шаровой опоры шпинделя методом математического планирования эксперимента.

Предварительно, методом априорного ранжирования выбраны наиболее значимые факторы: жесткость пружины - X₁ и твердость материала НК0₂ - X₂. Определены интервалы варьирования факторов и построена матрица планирования полно - факторного эксперимента ротатабельного плана 2 - го порядка.

В результате обработки экспериментальных данных и проверки статических гипотез на ЭЭМ получено уравнение регрессии, адекватно описывающее износ шаровой опоры

$$Y = 1,93 + 0,261X_1 - 0,811X_2 + 0,0001X_1^2 + 0,0001X_2^2 + 0,01X_1X_2 \quad (11)$$

Анализ полученных данных позволил определить оптимальные параметры шаровой опоры: жесткость пружины - 11,7 Н/см; твердость материала - 54 НRC. Исходя из этого во всех последующих экспериментах шаровые опоры комплектовались из деталей с указанными параметрами (шарик - из стали ШМ15, палец и ята - из сталей 45, 40X, 65Г).

Лабораторно-полевыми опытами и результатами хозяйственной работы установлено, что влияние конструкции нижней опоры на агротехнические показатели в первом сезоне не существенно. Вместе с тем, наблюдениями при длительной эксплуатации машин с шаровыми опорами определено, что процент сбора хлопка несколько выше в сравнении с серийными опорами благодаря стабильной частоте вращения шпинделей, обеспечивающейся компенсацией износа и косоности опор, увеличением долговечности ремней привода шпинделей за счет стабилизации режима трения.

По результатам оценки характера изнашивания деталей нижних опор шпинделей шаровой и серийной конструкции в течение трёх сезонов необходимо отметить следующее: - характер изнашивания опор серийной конструкции, испытывавшихся в качестве эталонов для сопоставления с шаровыми опорами, полностью соответствует ранее полученным результатам, которыми установлено, что предельная величина зазора между втулкой и пальцем равна 0,85 - 0,85 мм, и дальнейшая эксплуатация сопряжения при этих зазорах нецелесообразна. Это происходит при сборе машиной около 155 т хлопка.

Эксплуатация хлопкоуборочных машин в течение трёх сезонов в хозяйствах Ташкентской и Сырдарьинской областей позволила установить закономерности износа шпиндельных опор в зависимости от наработки. Как видно из рис.9 для непрерывной работы хлопкоуборочных машин с серийными нижними опорами после каждого сезона необходимо заменять втулки на копы, а шаровые опоры за это время изнашиваются незначительно, дифт шпинделя остается неизменным за счет компенсации износа пружинной.

Для качественной работы хлопкоуборочной машины серийные нижние опоры шпинделей требуют замены 20% втулок после одного - сезона, еще 40 % после второго, в то время как шаровая опора гарантирует работоспособность аппарата и после наработки в течение трёх - сезонов.

В пятой главе рассмотрена "Реализация результатов работы и расчет экономической эффективности выполненных исследований".

ний". Проведен анализ результатов эксплуатации опытной партии



Рис. 8. Нарастание люфта нижней опоры шпинделя: 1, 2, 3 - нарастание люфта и достижение его предельного значения в серийной опоре, 4 - нарастание люфта шпинделя в шаровой опоре

хлопкоуборочной машины (24 шт.) в период 1992-1993гг. Зафиксировано, что несмотря на то, что по производственным условиям неудачно полностью реализовать разработанные рекомендации по материалам (применялась сталь 35 вместо 45X для изготовления трудящихся деталей), выявлены преимущества новой опоры в отношении долговечности деталей в среднем в 2 раза и улучшение режима смазки.

Экономический эффект, полученный за счет повышения долговечности и в сфере ремонта нижних опор шпинделей, составляет 830 сум в год на одну машину (по ценам на 12.12.94 г.).

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Установлено, что одной из причин низкой надежности работы вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных аппаратов, а также снижения их агротехнических показателей является недостаточная долговечность подшипников скольжения нижних опор шпинделей, на которые приходится около 30 % отказов за время работы хлопкоуборочных машин.

2. Выявлено, что интенсивный износ нижних опор шпинделей вызывается комплексом причин, основные из которых переменный характер радиальных нагрузок, неблагоприятные условия работы и режим трения, неперпендикулярность расположения шпинделя, недостаточная герметизация сопряжения. Выявленные недостатки

приводят к нарушению сопряжения "штулка-палец" и устраняются разработанной шаровой нижней опорой, использующей принцип качения, и защищенной патентом РУз.

3. Определены силы, действующие на нижние опоры шпинделей, которые в зависимости от зоны их расположения составляют 10-50 Н. Установлено, что для предотвращения резонансных колебаний в разработанной шаровой опоре жесткость пружины должна быть не менее 7 Н/см.

4. Выявлено, что с увеличением радиальных нагрузок увеличивается амплитуда колебаний пята шаровой опоры, что приводит к снижению частоты вращения шпинделя. Контактные напряжения в шаровой опоре составляют 1600-1800 МПа, величина которых меньше допустимых. По условию прочности опоры определен радиус шарика 7,0-7,5 мм.

5. Экспериментально установлено, что применение шаровой нижней опоры обеспечивает стабильную частоту вращения шпинделей при их смещении от соосности до 8 мм и больше, тогда как при существующей нижней опоре при данном смещении частота вращения шпинделей падает на 200-250 мин⁻¹, а момент трения увеличивается в несколько десятков раз.

6. Выявлено и определено влияние неперпендикулярности пальца серийной опоры относительно поверхности нижнего диска на момент сопротивления вращению шпинделя. На 1^о перпендикулярности пальца момент сопротивления увеличивается в 4-5 раз. В шаровой опоре такой недостаток отсутствует.

7. Определено, что минимальный износ трущихся поверхностей деталей шаровой опоры и радиальный люфт шпинделя происходит при жесткости пружины от 11,7 до 14,7 Н/см и твердости материала НRC 50-60.

8. Полевыми и хозяйственными испытаниями установлено, что реализация разработанных шаровых нижних опор шпинделей позволяет повысить срок их службы в 3 раза, обеспечить стабильность частоты вращения шпинделей и, тем самым, предотвратить снижение агротехнических показателей хлопкоуборочных машин.

Экономический эффект от внедрения полученных рекомендаций, за счет повышения долговечности и в сфере ремонта хлопкоуборочных машин составит 828 сумов (на одну машину) в год..

Основное содержание диссертации опубликовано в работах

1. Садрриддинов А.С., Исманов М.А., Ташкулов Б.Т., Отажанов Д.М. Шпиндельный барабан с повышенной надежностью: Тез. док. респ. науч. техн. прак. конф. молодых ученых и специалистов. Ташкент, 1989. Ч. III С. 112.
2. Исманов М.А., Отажанов Д.М. Причины ослабления пружин привода прямого вращения шпинделей // Механизация хлопководства. 1990. N 2. С. 17-18.
3. Садрриддинов А.С., Исманов М.А., Отажанов Д.М., Харламов П.И. О нижней опоре шпинделя хлопкоуборочного аппарата. // Механизация хлопководства. 1990. N 4. С. 17.
4. Отажанов Д.М. Повышение надежности нижних опор шпинделей/Контактные явления при сборе и переработке хлопка-сырца: Тез. док. респ. научно-техн. конф. Ташкент, 1991. С. 27-28.
5. Садрриддинов А.С., Исманов М.А., Отажанов Д.М. Шпиндельная пастка ва кюри таянчларини лаборатория шаронтида текшириш. Проблемы выработки электрической энергии и вопросы энерготехнологии в машиностроении и других отраслях нар.хоз. республики: Тез. док. респ. научно-тех. конф. Ташкент, 1992. С. 99.
6. Исманов М.А., Отажанов Д.М. Исследование несущести верхней и нижней опор шпинделей/Механизация трудоемких производственных процессов в зоне хлопководства: Научно-тех. конф. Ташкент, 1992. С. 79-80.
7. Исманов М.А., Парлиев Б.Х., Отажанов Д.М. Пахта терия машинаси шпинделининг пастки таянчи Пахтачилиж машиналари назарияси ва уни ишлаб чиқаришни такомиллаштириш муаммолари: Илмий ишлаб тулдами Тошкент, 1993. 7-9 бетлар.
8. Исманов М.А., Отажанов Д.М., Тажибаев С.К. Шпиндельный барабан повышенной надежности: Тез. док. научно-теоретической и технической конф. проф., препод., аспирантов и научных работников ТашГУ посвященной ТРЕТЬЕЙ годовщине независимости Республики Узбекистан. - Ташкент, 1994. С. 49.
9. Чечин Б.Р., Садрриддинов А.С., Исманов М.А., Матмуратов Э.М., Отажанов Д.М. Облегченные шпиндели. Хлопководства. 1994. N 3 С. 33-35.
10. Пат. РУз ИДР 9300179.1(0684). Нижняя опора шпинделя хлопкоуборочного аппарата/ А.С. Садрриддинов, М.А. Исманов, Д.М. Отажанов, П.И. Харламов.

**Шпиндель пастки таянчини такомиллаштириш йўли билан
пахта териш аппаратининг мустаҳкамчилигини ошириш**

ОТАЖОНОВ ДЖОББОРБЕРГАН МАДАМИНОВИЧ

УзЭМЖ-Янгийўл 1995 й.

ИШНИНГ ТАЪСИЛИ

Мазкур илмий ишдан мақсад шпиндель пастки таянчининг конструкциясини такомиллаштириш йўли билан, пахта териш аппаратининг мустаҳкамчилигини оширишдир.

Ишни амалий аҳамиятини куйидаги натижалар орқали кўриш мумкин: эолдирли таянчининг ишлаш муддати ишлаб чиқарилаётган таянчга нисбатан 3 марта сртиқ. Шпинделларнинг ўртача айланиш тезлиги, пастки ва юқориги таянчлар бир ўқда ётмаганда, эолдирли таянчли шпинделнинг ишчи зонасида айланиш сони 1500...1650 га тенг бўлиб хозирги ишлаб чиқарилаётган шпинделники шунга нисбатан 15-20% камайиб кетади. Пастки таянчдаги бармоқнинг (палець) перпендикулярликдан $1,5^{\circ}$ оғишганда ҳам, эолдирли таянчинингда қаршилик кучи ўзгармайди, ишлаб чиқарилаётган таянчники эса, бир неча ўн мартаба ошиб кетади. Бу факторларнинг ҳаммаси шпинделнинг бир маромда ишлашига таъсир қилади.

"Тошкент қишлоқ хўжалик машинасозлиги" заводида эолдирли таянчининг синов партияси ишлаб чиқарилди (1992 йил) ва улар республикамизнинг турли вилоятларида ишлатилмоқда. Пахта териш машиналарини таъмирлаш заводларида шпиндель пастки таянчини таъмирлашдан ва уни мустаҳкамчилигини оширишдан олинган самара битта машина бўйича 828 сўмини ташкил қилади (1994 йил декабрь ойи хисоби бўйича олинган).

**Increasing the capacity of the cotton harvesting
apparatus by improving the bottom support of the spindle.**

Jabborbergan Madaminovich Otajonov

Uzbek research institute of mechanisation and
electrification of agriculture - Yangiul, 1995.

A B S T R A C T

The objective of the research is the increasing of the capacity of the cotton harvesting apparatus by way of improving the bottom support of the spindle."

СамСХМ

1994.12.31.894

Following achievements can show the value of the research: - the operation period of the ball-and-socket support

shall be thrice longer than the operation period of the support, which is being produced serially;

- the average rotation speed of the spindles:

when the bottom spindle is not in line with the upper spindle, the rotation frequency of the ball supported spindle shall be equal to 1,500 to 1,650, whereas the rotation speed of the serial spindle will fall from 15 per cent to 20 per cent against this.

- When the pin of the bottom support deviates by 1.5° from the perpendicular, the resistance cannot be changed in the ball support, while it can be increased for dozens of times in the serial support.

These factors allow the spindles to operate evenly.

The experimental batch of ball support was worked out in the Tashkent agricultural machine building works in 1992.

Nowadays they are used in various regions in Uzbekistan.

As of December 1994, the income, which came from repairing the bottom support of the spindle in the repair and mechanical works of cotton harvesters, was 825 soms the one machine.

Подписано в печать 19.11.1995 г., формат 60x84^{1/16}, оперативная печать, бумага № 1
усл. п. л. 1,5 уч. изд. л., тираж 60, заказ № 764
Отпечатано в типографии ТашГТУ. Ташкент. Вузгородок, ул. Талаболар, 51.