

На правах рукописи

ПУПКОВА ДАРЬЯ АЛЕКСАНДРОВНА

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ НОРМ ТОЧНОСТИ ПОСАДОК  
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИВОДОВ МУФТ  
СО ШПОНКАМИ ПРИ РЕМОНТЕ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ**

Специальность 4.3.1 – Технологии, машины и оборудование  
для агропромышленного комплекса

Автореферат диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Москва – 2024

Работа выполнена на кафедре метрологии, стандартизации и управления качеством Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева».

Научный руководитель **Шкаруба Нина Жоровна**,  
доктор технических наук, доцент, профессор кафедры метрологии, стандартизации и управления качеством ФГБОУ ВО «Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева»

Официальные оппоненты: **Яковлев Сергей Александрович**,  
доктор технических наук, доцент, профессор кафедры технологии производства и ремонта машин, ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ

**Павлюк Роман Владимирович**,  
кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры технического сервиса, стандартизации и метрологии, ФГБОУ ВО Ставропольский ГАУ

Ведущая организация ФГБОУ ВО «Рязанский государственный агротехнологический университет имени П.А. Костычева»

Защита состоится «17» октября 2024 года в 13:00 на заседании диссертационного совета 35.2.030.03 на базе ФГБОУ ВО «Российский государственный аграрный университет–МСХА имени К.А. Тимирязева», по адресу: 127434, г. Москва, ул. Прянишникова, д. 19, тел: 8 (499) 976-17-14.

Юридический адрес для отправки почтовой корреспонденции (отзывов): 127434, г. Москва, ул. Тимирязевская, д. 49.

С диссертацией можно ознакомиться в Центральной научной библиотеке имени Н.И. Железнова ФГБОУ ВО «Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева» и на сайте Университета [www.timacad.ru](http://www.timacad.ru).

Автореферат разослан «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2024 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета \_\_\_\_\_ Н.Н. Пуляев

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы исследования.** На сегодняшний день надежность отечественной сельскохозяйственной техники несколько ниже зарубежной, и технологические способы ее обеспечения до сих пор остаются важнейшими задачами конструкторов и технологов.

Первичный анализ причин отказов показал, что посадки в цилиндрических поверхностях приводов со шпонками назначаются по методу аналогии и имеют зазоры в начальном конструктивном исполнении, в то время как во всей базовой научной и учебной литературе по конструированию цилиндрических соединений со шпонками указана аксиома, что такое соединение должно передавать нагрузку самостоятельно, а шпонка служит предохранителем на случай проворачивания при перегрузках. В реальных соединениях вращающий момент передается только шпонкой, а уже заложенные такой конструкцией зазоры приводят к значительному изнашиванию цилиндрических поверхностей, поверхностей шпонки и пазов. Такие дефекты как износ посадочных отверстий и смятие шпонок и пазов являются критическими, так в этом случае необходимо разбирать привод, снимать, например, электродвигатель и редуктор и проводить не только замену полумуфт, но и валов соединяемых агрегатов, что достаточно дорого и трудоемко. С точки зрения теории взаимозаменяемости, данные соединения начинают свою эксплуатацию уже в зоне аварийного износа, что недопустимо.

К сожалению, в современные компьютерные программы, используемые для проектирования машин и оборудования, заложены готовые решения по назначению допусков размеров и посадок различных соединений. Как правило, в основу выбора норм точности положены методы прецедентов и подобия. Такой подход приводит к тому, что проектируемые узлы не отвечают требованиям к надежности и долговечности, так при выборе не учитывается сложная взаимосвязь различных факторов, обусловленных реальными условиями эксплуатации проектируемого узла (крутящий момент, осевая сила, радиальная и консольная нагрузка, тонкостенность вала или отверстия, характеристики материалов деталей, виды сборки, коэффициенты трения при сборке, величины смятия шероховатости поверхности и т.д.). Существующие нормативные документы (ГОСТы, методические рекомендации) по выбору допусков и посадок, морально устарели и не учитывают требования, предъявляемые к новым проектируемым узлам, сборочным агрегатам и машинам с позиций их надежности, долговечности и безотказности.

Кроме этого, в современном машиностроении применяются новые материалы, физические характеристики которых позволяют создавать более надежные и долговечные посадки, по сравнению с рекомендуемыми в ГОСТах, поэтому применение устаревших методик расчета и методов подобия необходимо заменить на новые и современные методы. Несмотря на сложный характер стохастической модели конструирования посадок с натягом, цифровая поддержка позволит значительно облегчить и расширить ее использование.

С другой стороны, об актуальности и востребованности вопросов, связанных с нормированием точности посадок соединений свидетельствует высокое цитирование публикаций на эту тему в изданиях, индексируемых в различных базах данных.

Диссертационное исследование направлено на решение фундаментальной проблемы обеспечения надежности, долговечности и безотказности соединений с натягом при конструировании узлов и сборочных единиц унифицированной и специальной техники сельскохозяйственного назначения.

**Степень разработанности.** Исследованием влияния норм точности, допусков, зазоров и натягов в посадках на долговечность ответственных соединений сельскохозяйственной техники, вопросами контроля этих параметров, занимались многие отечественные ученые: Белов В.М., Голубев И.Г., Дорохов А.С., Дидманидзе О.Н., Ерохин М.Н., Иванов А.И., Казанцев С.П., Куликов А.А., Левшин А.Г., Леонов О.А., Пастухов А.Г., Пучин Е.А., Серый И.С., Федоренко В.Ф., Черноиванов В.И., Якушев А.И. и др.

В трудах члена-корр. РАН Буренина А.Н. изложены основные принципы упругопластической деформации деталей, а также изучены вопросы изменения натягов при динамике частоты вращения и температуры, что может послужить в качестве базы для формирования методики расчета наибольшего натяга.

Наибольший вклад в развитие теории точности и надежности машин в России внесли ученые из Института проблем машиноведения РАН (В.П. Булатов, И.Г. Фридлиндер, А.П. Баталов и др.).

**Цель исследования.** Обеспечение норм точности посадок цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками сельскохозяйственной техники методами функциональной взаимозаменяемости.

**Задачи исследования.** Для обеспечения норм точности посадок цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками сельскохозяйственной техники методами функциональной взаимозаменяемости необходимо решить следующие задачи:

выявить основные виды и причины возникновения дефектов в приводах муфт со шпоночными соединениями. Обосновать необходимость совершенствования методик нормирования точностных характеристик данного типа соединений;

разработать теоретические основы расчета предельных натягов в соединении приводов муфт с валами;

разработать методику расчета параметров запрессовки и распрессовки для цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками;

провести апробацию теоретических исследований по обеспечению норм точности посадок цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками;

оценить экономический эффект от обеспечения норм точности посадок цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками и разработать рекомендации к производству.

**Объектом исследования** являются унифицированные цилиндрические соединения приводов муфт со шпонками сельскохозяйственной техники.

**Предметом исследования** являются методы функциональной взаимозаменяемости, применительно к расчету и выбору посадок цилиндрические соединения приводов муфт со шпонками сельскохозяйственной техники.

**Научная новизна.** Существенно дополнена и адаптирована для расчетов цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками классическая методика расчета и выбора посадок с натягом, с учетом нормированного вращающего момента и геометрии пазов под шпонку в материалах отверстия муфты и вала.

**Теоретическая и практическая значимость работы.** Теоретическая значимость заключается в получении зависимостей для расчетов наибольшего и наименьшего функциональных натягов в цилиндрическом соединении приводов, имеющих муфты со шпонками. Прикладная значимость заключается в использовании методики расчета предельных натягов для обеспечения норм точности посадок цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками при ремонте сельскохозяйственной техники.

Результаты научного исследования могут быть использованы на ремонтных предприятиях, осуществляющих техническое обслуживание и ремонт отечественных машин и оборудования. Внедрение результатов научного исследования позволит существенно повысить надежность и долговечность приводов сельскохозяйственных машин.

**Методология и методы исследования.** Выполнение теоретических и практических исследований предусматривало использование теории сопротивления материалов, в частности третьей и четвертой теории прочности, расчетов нагружения элементов деталей машин, теории вероятностей, статистических методов обработки информации, применялись методы математического моделирования. Использовалась современная методика выбора средств измерений линейных размеров. Эмпирической базой исследования стали официальные данные завода Моссельмаш.

**Основные положения, выносимые на защиту:**

1. Методика расчета и выбора посадок соединений приводов муфт со шпонками в сельхозмашинах, включающая в себя:

методику расчета наименьшего и наибольшего функциональных натягов;  
методику расчета наименьшего и наибольшего технологических натягов.

2. Методика расчета параметров запрессовки и распрессовки для цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками.

**Степень достоверности и апробация результатов работы.**

Положения диссертационной работы доложены на международных конференциях:

на национальной научно-практической конференции с международным участием, посвященной 80-летию Ульяновского государственного аграрного университета имени П.А. Столыпина «Наука в современных условиях: от идеи до внедрения» (г. Ульяновск, 2022 г.).

на IV Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием «Отечественный и зарубежный опыт обеспечения качества в машиностроении» (г. Тула, ТГУ, 2023 г.);

на международной межвузовской научно-технической конференции студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых «Реинжиниринг и цифровая трансформация эксплуатации транспортно-технологических машин и робототехнических комплексов» (г. Москва, РГАУ-МСХА, 2023 г.);

на V Международной научной конференции «Модернизация, инновации, прогресс» (г. Красноярск, 2023);

на научно-практической конференции «Чтения академика В.Н. Болтинского» (г. Москва, РГАУ-МСХА, 2023 г.);

По материалам диссертации опубликовано 14 научных работ, в том числе 2 статьи в изданиях, рекомендованных ВАК, 2 статьи в изданиях, индексируемых в международных цитатно-аналитических базах данных.

**Структура и объём работы.** Диссертация включает введение, пять глав, заключение, список используемых источников информации из 158 наименований, и приложений на 4 страницах. Объём диссертации – 128 страниц, поясняется 31 таблицами и 30 рисунками.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулированы цель, задачи, объект и предмет исследования, изложены научная новизна, теоретическая и практическая значимости работы, основные положения, выносимые на защиту.

**В первой главе «Состояние вопроса. Задачи и цели исследования»** проведен анализ: муфт, применяемых в машинах и оборудовании для сельского хозяйства, технической и нормативной документации. Рассмотрены дефекты, возникающие при эксплуатации муфт, исследованы методы расчета соединений с натягом, а также способы восстановления деталей цилиндрических соединений со шпонкой. Установлено, что большинство из рекомендованных посадок не будут обеспечивать заданную долговечность соединения из-за наличия зазоров и малых натягов при которых будет возникать относительное перемещение поверхностей сопрягаемых деталей, и, кроме того, в существующих методиках расчета посадок с натягом не учитывается ширина паза вала и муфты.

Технология ремонта поверхности вала с изношенным шпоночным пазом состоит из следующих операций: очистка; дефектовка; заваривание шпоночного паза; механическая обработка; восстановление; черновая механическая обработка; чистовая механическая обработка (получение требуемого качества точности); обработка шпоночного паза (фрезерование); контроль. В свою очередь, изношенная муфта всегда заменяется на новую.

В связи с тем, что рекомендации ГОСТ 12080-66 на концы валов со шпоночными пазами носят необязательный характер, то при восстановлении цилиндрической поверхности и шпоночного паза на валу можно использовать такие посадки, согласно ГОСТ 25346-2013, которые будут обеспечивать передачу заданного крутящего момента без проворачивания. Данные посадки будут всегда в системе отверстия, так как цилиндрическая поверхность муфты изготавливается с основным отклонением  $H$  и 7-м качеством для цепных муфт, 8-м качеством для муфт упругих втулочно-пальцевых (МУВП). Требуемые натяги будут сформированы путем выбора основного отклонения вала.

Во второй главе «**Теоретические основы расчета предельных натягов в соединении муфт с валами**» описаны разработанные методики расчета натягов и па-

раметров запрессовки и распрессовки для цилиндрических соединений со шпонкой муфт с валами.

Зависимость Ламе-Гадолина, с помощью которой определяют натяг в соединении, является опорной для дальнейших исследований:

$$N_p = p \cdot d_n \left( \frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D} \right), \quad (1)$$

где  $p$  – давление в соединении, Па;  $C_d$  и  $C_D$  – коэффициенты Ламе вала и отверстия;  $E_d$  и  $E_D$  – модули упругости материалов вала и отверстия, Па.

На соединение муфты с валом действует вращающий момент  $T$ , поэтому минимальное давление, необходимое для передачи заданного момента  $p_{\min(T)}$ , с учетом геометрии шпоночных пазов, рассчитывается по выражению:

$$p_{\min(T)} = \frac{2 \cdot T}{(\pi \cdot d_n - b) \cdot d_n \cdot l \cdot f}, \quad (2)$$

где  $f$  – коэффициент трения;  $d_n$  – номинальный диаметр соединения, м;  $l$  – длина соединения, м;  $b$  – ширина шпоночного паза отверстия и вала, м.

Подставим выражение (2) в зависимость (1) и получим следующую формулу для определения наименьшего  $N_{P\min}$  расчетного натяга:

$$N_{P\min} = \frac{2T}{(d_n - b)lf} \left( \frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right). \quad (3)$$

Если хотя бы одна из сопрягаемых деталей (полумуфта или вал) изготовлена из хрупкого материала (например, чугуна или высокоуглеродистой стали), предельно возможные давления рассчитываются по IV теории прочности.

Предельное давление для вала и отверстия, согласно IV теории прочности, определяется по выражениям:

$$p_{d\max} = 0,58[\sigma_T]_d \left[ 1 - \left( \frac{d_1}{d_n} \right)^2 \right], \quad (4)$$

$$p_{D\max} = 0,58[\sigma_T]_D \left[ 1 - \left( \frac{d_n}{d_2} \right)^2 \right], \quad (5)$$

где  $[\sigma_T]_d$  и  $[\sigma_T]_D$  – пределы текучести материалов вала и отверстия, Па;  $d_1$  – внутренний диаметр вала, м;  $d_2$  – внешний диаметр отверстия, м.

Из полученных по формулам (4) и (5) значений давлений выбирают меньшее, для исследуемых соединений наиболее слабым является отверстие. Подставим выражение (5) в зависимость (1) и получим формулу для определения наибольшего  $N_{P\max}$  расчетного натяга:

$$N_{P\max} = 0,58[\sigma_T] \left( 1 - \left( \frac{d_n}{d_2} \right)^2 \right) d_n \left( \frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right). \quad (6)$$

Величины расчетных натягов, полученные по формулам (3) и (6) и необходимо откорректировать с учетом ряда поправок, которые возникают из условий сборки и эксплуатации.

Технологические натяги вычисляются по выражениям:

$$N_{T\max} = N_{P\max} \gamma_{уд} + \Delta N_R + \Delta N_t + \Delta N_\omega; \quad (7)$$

$$N_{T\min} = N_{P\min} + \Delta N_R + \Delta N_t + \Delta N_r + \Delta N_\omega, \quad (8)$$

где  $\Delta N_R$  – поправка на снятие шероховатостей поверхностей сопрягаемых деталей при формировании соединения;  $\Delta N_t$  – поправка на температурные деформации деталей в процессе эксплуатации;  $\Delta N_r$  – поправка на уменьшение натяга в соединении при повторной разборке - сборке при ремонте агрегата;  $\Delta N_\omega$  – поправка на уменьшение натяга от действия центробежных сил;  $\gamma_{уд}$  – коэффициент учета увеличения удельного давления у торца отверстия.

Выбор посадки осуществляется по условиям:

$$N_{C\max} \leq N_{T\max}; \quad (9)$$

$$N_{C\min} \geq N_{T\min}, \quad (10)$$

где  $N_{C\max}$  и  $N_{C\min}$  – предельные натяги в стандартной посадке.

Выполнение условия (9) гарантирует, что не будет нарушен предел текучести наиболее слабого материала из сопрягаемых материалов.

Выполнение условия (10) гарантирует, что заданный вращающий момент будет передаваться через соединение с вала на полумуфту.

Формирование неподвижного цилиндрического соединения происходит чаще всего методом запрессовки втулки на вал, в нашем случае, полумуфты на вал. При запрессовке необходимо создать усилие, которое преодолет величину натяга и давления в соединении.

Реально посадка выбирается со стандартным натягом, который будет меньше натяга, соответствующего данному давлению, поэтому усилие запрессовки следует определить с учетом соотношения между стандартным наибольшим натягом и предельным натягом, по формуле:

$$P_3 = f_3 \frac{N_{c\max}}{N_{p\max}} p_{\max} \pi d_n l, \quad (11)$$

где  $f_3$  – коэффициент трения при запрессовке;  $d_n$  – номинальный диаметр соединения, м;  $l$  – длина соединения, м;  $N_{p\max}$  – наибольший расчетный натяг, мкм;  $N_{c\max}$  – наибольший предельный натяг в стандартной посадке, мкм;  $p_{\max}$  – наибольшее давление, Па.

Усилие распрессовки рассчитывают по формуле:

$$P_p = f_p \frac{N_{в\max}}{N_{p\max}} p_{\max} \pi d_n l, \quad (12)$$

где  $f_p$  – коэффициент трения при распрессовке;  $d_n$  – номинальный диаметр соединения, м;  $l$  – длина соединения, м;  $N_{p\max}$  – наибольший расчетный натяг, мкм;  $N_{в\max}$  – наибольший вероятностный натяг, мкм;  $p_{\max}$  – наибольшее давление, Па.

В случае отсутствия гидравлического пресса соединение необходимо разбирать с помощью ручного съемника, усилия на рукоятке которого определяют по выражению:

$$R = \frac{Q \cdot L}{r_{cp} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + 0,67 \cdot f \cdot R}, \quad (13)$$

где  $Q = 100 \dots 150$  Н – наибольшая сила на рукоятке резьбового приспособления;  $L$  – плечо приспособления, м;  $r_{cp}$  – средний радиус резьбы на приспособлении, м;  $\alpha$  =

$2^{\circ}30' \dots 3^{\circ}30'$  – угол подъема винтовой пары;  $\varphi_{\text{пр}} \approx 6^{\circ}40'$  – приведенный угол трения в резьбе;  $f = 0,1 \dots 0,15$  – коэффициент трения на торце приспособления;  $R$  – радиус опоры, м.

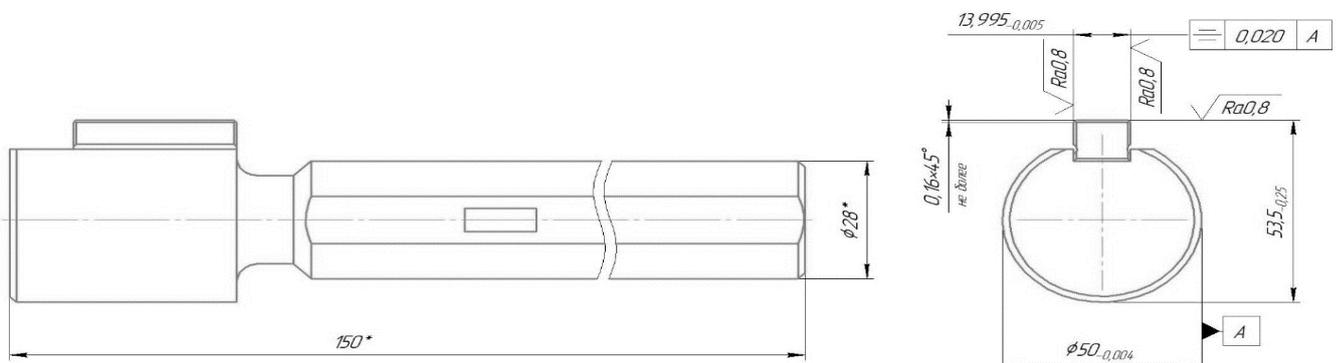
В третьей главе «Методика и средства экспериментальных исследований» приведено описание объектов и методы их исследований. В качестве объектов исследований выбраны детали соединений валов с цепными муфтами  $\varnothing 50$  мм и  $\varnothing 30$  мм, установленных на универсальных редукторах Н 090.40.000 и Н 090.20.000, которые используются в картофелеуборочных комбайнах ККУ и КПК. Также исследовались посадки  $\varnothing 65$  мм и  $\varnothing 80$  мм комбинированной МУВП, установленной на приводе вакуумного насоса ВВН1-25, широко используемого для перекачки жидкостей в сельском хозяйстве.

Также спроектированы для ремонтного производства новые комплексные калибры для контроля размеров:

- ширины паза под шпонку 14Н9 и внутреннего диаметра  $\varnothing 50$ Н8 (таблица 1, рисунок 1);
- ширины паза шпонки на валу 14Н9 (таблица 1, рисунок 2).

Таблица 1 – Проектирование калибра-пробки и калибра-призмы для контроля ширины паза под шпонку 14Н9 и внутреннего диаметра  $\varnothing 50$ Н8

| Размер | Новый калибр                     |  |                       |              |
|--------|----------------------------------|--|-----------------------|--------------|
|        | Номинальные размеры              |  | Предельные отклонения |              |
|        | Формула                          | Значение, мм                             | Обозначение           | Значение, мм |
| $b_k$  | $b_{\min} - Z_b + \frac{H_b}{2}$ | $14 - 0,0075 + \frac{0,005}{2} = 13,995$ | $H_b$                 | -0,005       |
| $d_k$  | $d_{\min} - y$                   | $50 - 0,005 = 49,995$                    | $H$                   | -0,004       |
| $H_k$  | $d - t_1 + h$                    | $50 - 5,5 + 9 = 53,5$                    | $h12$                 | -0,250       |
| $C$    | $\frac{d}{2} - t_1 + r$          | $\frac{50}{2} - 5,5 + 0,25 = 19,75$      | $js12$                | $\pm 0,125$  |



\* Размеры для справок.

Рисунок 1 – Эскиз калибр-пробки для контроля ширины паза шпонки 14Н9 и диаметра муфты  $\varnothing 50$ Н8

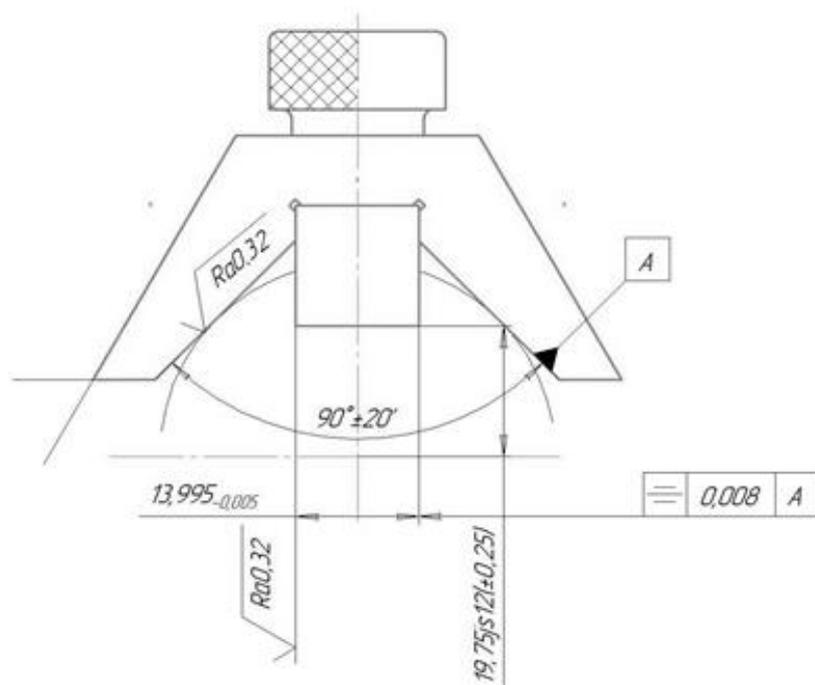


Рисунок 2 – Эскиз калибр-призмы для контроля ширины паза шпонки на валу 14H9

На базе сформированной во второй главе методики разработаны компьютерные программы расчета наименьшего и наибольшего технологического натяга, для цилиндрических соединений со шпонкой муфт с валами на языке программирования Python, алгоритм разработанной программы представлен на рисунке 3.

Использование разработанных программ, позволит значительно сократить время на расчеты точностных параметров при проектировании приводов цилиндрических соединений муфт со шпонками.

Разработанные компьютерные программы расчета наименьшего и наибольшего технологического натяга в цилиндрическом соединении со шпонкой имеют свидетельство о государственной регистрации.

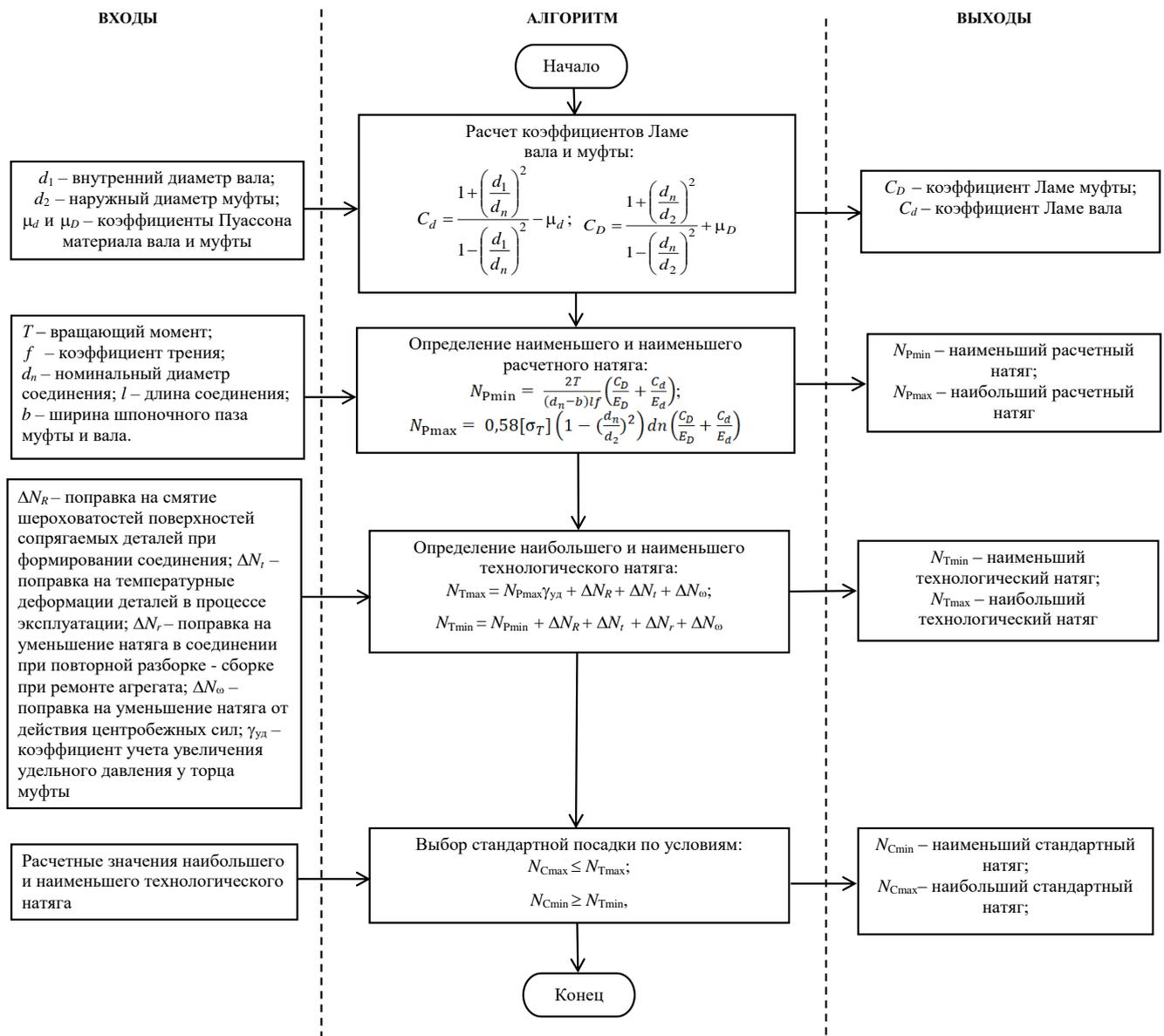


Рисунок 3 – Алгоритм расчета предельных натягов и выбора стандартной посадки в соединении со шпонкой муфт с валами

В четвертой главе «Результаты исследований и их анализ» полученные экспериментальные данные были обработаны и определены статистические характеристики рассеяния размеров контролируемых параметров валов и отверстий полумуфт, проведена оценка зазоров и натягов возникающих при формировании соединений, а также апробирована разработанная методика.

Проведены расчеты натягов для выбора посадок:

полумуфт на валы редуктора Н 090.40 производства завода «Моссельмаш» (диаметр цепной муфты 50 мм). Результаты расчета представлены в таблице 2;

соединений цепной муфты с валом Ø30 мм редуктора Н090.20 производства завода «Моссельмаш». Результаты расчета представлены в таблице 3;

соединений вала электродвигателя А280S8 и вала вакуумного насоса ВВН1-25 с МУВП. Результаты расчета представлены в таблицах 4 и 5.

Таблица 2 – Результаты расчета посадок полумуфт на валы для редукторов Н090.40 в зависимости от метода сборки

| Параметр                             | Ед. изм. | Обозначение  | Метод сборки соединения |                    |
|--------------------------------------|----------|--------------|-------------------------|--------------------|
|                                      |          |              | запрессовка             | нагрев втулки      |
| Коэффициент трения                   | –        | $F$          | 0,1                     | 0,2                |
| Наименьшее давление                  | Па       | $p_{\min}$   | $19,29 \cdot 10^6$      | $96,45 \cdot 10^6$ |
| Наименьший расчетный натяг           | мкм      | $N_{P\min}$  | 24,86                   | 12,43              |
| Наибольший расчетный натяг           | мкм      | $N_{P\max}$  | 111,34                  |                    |
| Поправка на смятие шероховатости     | мкм      | $\Delta N_R$ | 11,59                   | 17,38              |
| Поправка на температурную деформацию | мкм      | $\Delta N_t$ | –2,6...1,3              |                    |
| Наибольший технологический натяг     | мкм      | $N_{T\max}$  | 116,98                  | 122,78             |
| Наименьший технологический натяг     | мкм      | $N_{T\min}$  | 37,75                   | 31,11              |
| Диапазон посадки                     | мкм      | $T_{(l)}$    | 79,23                   | 91,66              |
| Стандартная посадка                  | –        | –            | $\text{Ø}50H8/v7$       | $\text{Ø}50H8/u8$  |

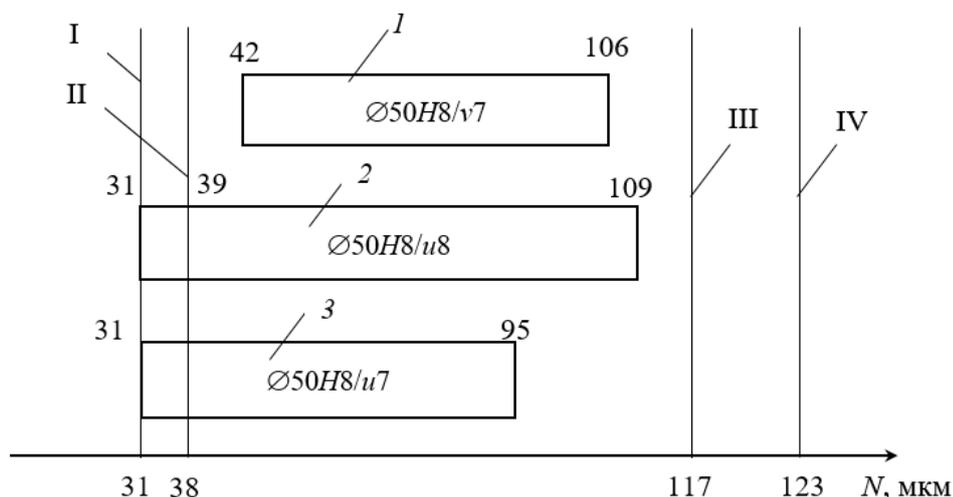


Рисунок 4 – Диапазон посадок полумуфт на валы для редукторов Н 090.40

- в зависимости от метода сборки: 1 – посадка, полученная методом запрессовки; 2 – посадка, полученная методом нагрева втулки; 3 – посадка, рекомендованная стандартом; I – граница наименьшего технологического натяга при сборке методом нагрева втулки; II – граница наименьшего технологического натяга при сборке методом запрессовки; III – граница наибольшего технологического натяга при сборке методом запрессовки; IV – граница наибольшего технологического натяга при сборке методом нагрева втулки

Из данных таблицы 2 видно, что наиболее целесообразно применять посадку  $50H8/u8$  со способом сборки методом нагрева втулки, так как она более стабильна по диапазону натягов, при этом точность обработки вала более низкая и, следовательно, себестоимость обработки вала будет ниже.

Таблица 3 – Результаты расчета посадок полумуфт на валы для редукторов Н 090.20 в зависимости от метода сборки

| Параметр                         | Ед. изм. | Обозначение  | Метод сборки соединения |                       |
|----------------------------------|----------|--------------|-------------------------|-----------------------|
|                                  |          |              | запрессовка             | нагрев втулки         |
| Коэффициент трения               | –        | $F$          | 0,08                    | 0,24                  |
| Наименьшее давление              | Па       | $p_{rmin}$   | $36 \cdot 10^6$         | $12 \cdot 10^6$       |
| Наибольшее давление              | Па       | $p_{rmax}$   | 131,78                  |                       |
| Наименьший расчетный натяг       | мкм      | $N_{Pmin}$   | 18,14                   | 6,05                  |
| Наибольший расчетный натяг       | мкм      | $N_{Pmax}$   | 66,71                   |                       |
| Поправка на смятие шероховатости | мкм      | $\Delta N_R$ | 11,59                   | 17,38                 |
| Наибольший технологический натяг | мкм      | $N_{Tmax}$   | 76,30                   | 82,09                 |
| Наименьший технологический натяг | мкм      | $N_{Tmin}$   | 29,73                   | 23,43                 |
| Диапазон посадки                 | мкм      | $T_{(l)}$    | 46,57                   | 58,66                 |
| Стандартная посадка              | –        | –            | $\varnothing 30H7/v7$   | $\varnothing 30H8/x6$ |

Из данных таблицы 3 видно, что можно применять как метод сборки соединения в виде запрессовки со смазкой и использовать посадку  $\varnothing 30H7/v7$ , так и метод нагрева полумуфты и использовать посадку  $\varnothing 30H8/x6$ .

Таблица 4 – Результаты расчёта и выбора посадок для соединений вала электродвигателя А280S8 с МУВП

| Параметр                         | Ед. изм. | Обозначение  | Метод сборки           |                        |                       |
|----------------------------------|----------|--------------|------------------------|------------------------|-----------------------|
|                                  |          |              | запрессовка со смазкой | запрессовка без смазки | нагрев втулки         |
| Коэффициент трения               | –        | $f$          | 0,08                   | 0,12                   | 0,24                  |
| Наименьшее давление              | МПа      | $p_{rmin}$   | 5,7                    | 3,8                    | 1,9                   |
| Наименьший расчетный натяг       | мкм      | $N_{Pmin}$   | 5,87                   | 3,91                   | 1,96                  |
| Наибольшее давление              | МПа      | $p_{rmax}$   | 91,76                  | 91,76                  | 91,76                 |
| Наибольший расчетный натяг       | мкм      | $N_{Pmax}$   | 93,97                  | 93,97                  | 93,97                 |
| Поправка на смятие шероховатости | мкм      | $\Delta N_R$ | 11,59                  | 13,52                  | 17,38                 |
| Наибольший технологический натяг | мкм      | $N_{Tmax}$   | 102,73                 | 104,66                 | 108,53                |
| Наименьший технологический натяг | мкм      | $N_{Tmin}$   | 17,46                  | 17,43                  | 19,34                 |
| Допуск посадки                   | мкм      | $T$          | 85,27                  | 87,23                  | 89,19                 |
| Стандартная посадка              | –        | –            | $\varnothing 80H8/t6$  | $\varnothing 80H8/t6$  | $\varnothing 80H8/t7$ |

Таблица 5 – Результаты расчёта и выбора посадок для соединений вала вакуумного насоса ВВН1-25 с МУВП

| Параметр                         | Ед. изм. | Обозначение  | Метод сборки                            |   |   |
|----------------------------------|----------|--------------|---|---|---|
|                                  |          |              | запрессовка со смазкой                  | запрессовка без смазки                  | нагрев втулки                           |
| Коэффициент трения               | –        | $f$          | 0,08                                    | 0,12                                    | 0,24                                    |
| Наименьшее давление              | МПа      | $p_{rmin}$   | 14,07                                   | 9,38                                    | 4,69                                    |
| Наименьший расчетный натяг       | мкм      | $N_{Pmin}$   | 11,91                                   | 7,94                                    | 3,97                                    |
| Наибольшее давление              | МПа      | $p_{rmax}$   | 89,11                                   | 89,11                                   | 89,11                                   |
| Наибольший расчетный натяг       | мкм      | $N_{Pmax}$   | 75,40                                   | 75,40                                   | 75,40                                   |
| Поправка на смятие шероховатости | мкм      | $\Delta N_R$ | 11,59                                   | 13,52                                   | 17,38                                   |
| Наибольший технологический натяг | мкм      | $N_{Tmax}$   | 84,73                                   | 86,66                                   | 90,52                                   |
| Наименьший технологический натяг | мкм      | $N_{Tmin}$   | 23,50                                   | 21,46                                   | 21,35                                   |
| Допуск посадки                   | мкм      | $T$          | 61,23                                   | 65,20                                   | 69,17                                   |
| Стандартная посадка              | –        | –            | $\text{Ø}65H8/t6,$<br>$\text{Ø}65H7/t6$ | $\text{Ø}65H8/t6,$<br>$\text{Ø}65H7/t6$ | $\text{Ø}65H8/t6,$<br>$\text{Ø}65H7/t6$ |

Из данных таблиц 4 и 5 видно, что для соединения вала электродвигателя с МУВП Ø80 мм при сборке методом запрессовки наиболее целесообразно применять посадку Ø80H8/t6, а при нагреве муфты Ø80H8/t7. Для соединения вала насоса ВВН с муфтой Ø65 мм при любом виде сборки рекомендуется посадка Ø65H7/t6. При использовании комбинированной МУВП к деталям с меньшим диаметром будут предъявляться более высокие требования по точности обработки соединяемых поверхностей, так как получаемый квалитет отверстия меньше.

Для полученных посадок проведены расчеты усилия запрессовки и распрессовки (таблица 6), а также определена температура нагрева муфты (таблица 7).

Таблица 6 – Исходные данные и результаты расчета усилия запрессовки и распрессовки для выбранных посадок

| Параметр                              | Посадка  |          |          |          |
|---------------------------------------|----------|----------|----------|----------|
|                                       | Ø50H8/v7 | Ø30H7/v7 | Ø80H8/t6 | Ø65H8/t6 |
| Диаметр соединения, м                 | 0,05     | 0,03     | 0,08     | 0,065    |
| Длина соединения, м                   | 0,058    | 0,058    | 0,17     | 0,105    |
| Натяг максимальный, мм                | 0,109    | 0,076    | 0,094    | 0,085    |
| Натяг минимальный, мм                 | 0,042    | 0,034    | 0,029    | 0,036    |
| Допуск вала, мм                       | 0,025    | 0,021    | 0,019    | 0,019    |
| Допуск отверстия, мм                  | 0,039    | 0,021    | 0,046    | 0,003    |
| Коэффициент трения                    | 0,08     |          |          |          |
| Наибольшее давление, МПа              | 111,34   | 131,78   | 91,76    | 89,11    |
| Наибольший вероятностный натяг, мм    | 0,099    | 0,070    | 0,086    | 0,078    |
| Усилие запрессовки и распрессовки, кН | 73,4     | 52,9     | 288      | 141      |

Из данных таблицы 6 видно, что для распрессовки данных соединений можно использовать гидравлический съёмник с номинальным усилием до 30 тонн, например, такой как СГ-30 КВТ 79862.

Таблица 7 – Исходные данные и результаты расчета температуры нагрева муфты для выбранных посадок

| Параметр   | Посадка              |                      |                    |                    |
|--|----------------------|----------------------|--------------------|--------------------|
|  | Ø50H8/v7             | Ø30H7/v7             | Ø80H8/t6           | Ø65H8/t6           |
| Диаметр соединения, м                            | 0,05                 | 0,03                 | 0,08               | 0,065              |
| Натяг максимальный, мм                           | 0,109                | 0,076                | 0,094              | 0,085              |
| Коэффициент линейного расширения материала муфты | $11,3 \cdot 10^{-6}$ | $11,3 \cdot 10^{-6}$ | $10 \cdot 10^{-6}$ | $10 \cdot 10^{-6}$ |
| Зазор при сборке, мм                             | 0,009                | 0,007                | 0,01               | 0,01               |
| Температура нагрева муфты, °С                    | 228,8                | 267,8                | 163,8              | 166,2              |

Из таблицы 7 видно, что для муфт, изготовленных из стали для создания зазора при сборке необходимо обеспечить температуру нагрева муфты 228,8 °С для муфты диаметром 0,05 м, для диаметра 0,03 м температура нагрева 267,8 °С. Температура нагрева стальных деталей с термообработкой не должна превышать 200-300 °С иначе происходит низкий или средний отпуск, хотя в ряде случаев он необходим для повышения качества стали.

В пятой главе «Технико-экономическая оценка результатов исследований» проведена оценка влияния проектных предложений на показатели надежности была проведена на примере картофелеуборочного комбайна КПК-2-01, как наиболее широко используемого в сельскохозяйственных предприятиях Центрального федерального округа РФ.

Результаты расчёта экономического эффекта за счет снижения годовой трудоемкости работ по текущему ремонту картофелеуборочного комбайна КПК-2-01 представлены в таблице 8.

Таблица 8 – Результаты расчетов экономического эффекта за счет снижения годовой трудоемкости работ по текущему ремонту картофелеуборочного комбайна КПК-2-01

| Показатель   | Единица измерения | Вариант |            |
|--|-------------------|---------|------------|
|  |                   | базовый | улучшенный |
| Годовая трудоемкость работ по текущему ремонту         | чел·ч             | 27,5    | 22,5       |
| Средняя стоимость одного нормо-часа работы специалиста | руб./нормо-час    | 1800    |            |
| Коэффициент, учитывающий обязательные отчисления в СФР | –                 | 0,3     |            |
| Затраты на текущий ремонт одного комбайна              | руб.              | 64350   | 52650      |
| Годовой экономический эффект                           | р/год             | 11700   |            |

Результаты расчёта экономического эффекта за счет уменьшения времени простоя при отказах комбайна КПК-2-01 представлены в таблице 9.

Таблица 9 – Результаты расчетов экономического эффекта за счет уменьшения времени простоя при отказах картофелеуборочного комбайна КПК-2-01

| Показатель  | Единица измерения | Вариант |            |
|---|-------------------|---------|------------|
|   |                   | базовый | улучшенный |
| Среднегодовое время простоя комбайна при отказе                 | день              | 2,8     | 2,3        |
| Количество неубранной площади по причине простоя при отказе     | га                | 6,3     | 5,15       |
| Средняя урожайность картофеля в Центральном федеральном округе* | ц/га              | 110     |            |
| Средняя стоимость тонны картофеля                               | р/ц               | 800     |            |
| Стоимость неубранного картофеля                                 | тыс. руб.         | 552     | 453        |
| Годовой экономический эффект                                    | тыс. руб.         | 99      |            |

\* по данным Федеральной службы государственной статистики

Исходя из данных таблиц 8 и 9 суммарный годовой экономический эффект от повышения точности посадок в приводах муфт со шпонками в расчете на один картофелеуборочный комбайн КПК-2-01 составит 110,7 тыс. руб.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В результате проведенного анализа нормативной и конструкторской документации установлено, что большинство рекомендованных в ГОСТ посадок не обеспечивают заданную долговечность соединения из-за наличия зазоров и малых натягов, при которых будет возникать относительное перемещение поверхностей сопрягаемых деталей.

2. Усовершенствована методика расчета наименьшего функционального натяга для цилиндрических соединений со шпонкой, базирующийся на постулатах необходимости передачи заданного вращающего момента, а также с учетом специфики геометрии деталей в соединении со шпонкой. Усовершенствована методика расчета наибольшего функционального натяга, базирующееся на положении теории сопротивления материалов и теории прочности, с учетом геометрии соединяемых деталей. Предложена методика корректировки функциональных натягов с учетом: смятия шероховатостей поверхности деталей при их сборке различными методами, температурных деформаций деталей в процессе эксплуатации, повторной перепрессовки при ремонте, увеличения давления у торцов отверстия при сборке.

3. Разработана методика расчета параметров запрессовки и распрессовки для цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками. Предложено при расчете усилия распрессовки учитывать наибольший вероятностный натяг, а для гарантии распрессовки соединения в полевых условиях предложено наибольший натяг ограничивать не по условиям прочности, а по условию быстрой разборки соедине-

ния. Для исследуемых посадок необходимо усилие запрессовки и распрессовки от 7,3 до 28,8 тонны.

4. Расчетным путем доказано, что в редукторах Н090.40 завода «Моссельмаш» наиболее целесообразно применять посадку  $\varnothing 50H8/u8$ , получаемую при сборке методом нагрева втулки, она более стабильна по диапазону натягов, а восьмой квалитет при обработке вала обеспечить легче.

Проведены расчеты для выбора посадок полумуфт на валы редуктора Н 090.20 завода «Моссельмаш», получена посадка  $\varnothing 30H7/v7$ .

Установлено, что для соединения вала электродвигателя с муфтой при сборке методом запрессовки целесообразно применять посадку  $\varnothing 80H8/t6$ , а при нагреве муфты  $\varnothing 80H8/i7$ . Для соединения вала насоса ВВН с муфтой при любом виде сборки наиболее целесообразно применять посадку  $\varnothing 65H7/t6$ . В результате анализа полученных расчётов выявлено, что при использовании комбинированной муфты к деталям с меньшим диаметром будут предъявляться более высокие требования по точности обработки соединяемых поверхностей.

5. В результате внедрения новой посадки в соединениях цепной муфты с валом в приводах и узлах картофелеуборочного комбайна КПК-2-01, за счет снижения среднегодового количества отказов в расчете на одну машину, увеличится средняя наработка на отказ, уменьшатся трудоемкость текущего ремонта и удельный простой комбайна в ремонте. Суммарный годовой экономический эффект от применения предлагаемых посадок в приводах муфт со шпонками в расчете на один картофелеуборочный комбайн КПК-2-01 составит 110,7 тыс. руб.

#### **Рекомендации к производству**

1. Для повышения надежности и долговечности при проектировании цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками новой сельскохозяйственной техники и ее ремонте назначать посадки с натягом. Величины предельных технологических натягов рассчитывать по специально разработанной методике.

2. Для гарантии распрессовки соединения в полевых условиях при проектировании новой сельскохозяйственной техники и ее ремонте предложено наибольший натяг цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками ограничивать не по условиям прочности, а по условию быстрой разборки соединения.

#### **Перспективы дальнейшей разработки темы**

Проведенные диссертационные исследования могут служить основой для дальнейшего развития и совершенствования норм точности посадок цилиндрических соединений приводов муфт со шпонками.

Перспективными направлениями развития темы являются:

1. Разработка стохастической модели параметров рассеяния функциональных и конструктивных натягов в приводах цилиндрических соединений со шпонкой с учетом рассеяния таких параметров как: действительные размеры сопрягаемых деталей, коэффициент трения при сборке, физико-механические свойства сопрягаемых материалов и т.д.;

2. Разработка стохастической модели отказа в приводах цилиндрических соединений со шпонкой для обоснования необходимого запаса точности при выборе посадки.

## Список работ, опубликованных по теме диссертации

### Публикации в изданиях, рекомендованных ВАК РФ

1. **Пупкова, Д. А.** Определение посадки цепной муфты на вал редуктора / Д. А. Пупкова // Вестник машиностроения. – 2024. – Т. 103, № 5. – С. 386-388. – DOI 10.36652/0042-4633-2024-103-5-386-388.
2. Расчет посадки с натягом из условия разбираемости соединения звездочки и ведомого вала редуктора / Г. И. Бондарева, О. А. Леонов, Н. Ж. Шкаруба, Вергазова Ю.Г., **Пупкова Д.А.**// Сельский механизатор. – 2023. – № 7. – С. 38-39. – DOI 10.47336/0131-7393-2023-7-38-39.

### Публикации в изданиях, индексируемых в международных цитатно-аналитических базах данных

1. Fit of Elastic Sleeve–Pin Couplings with Shafts / O. A. Leonov, N. Zh. Shkaruba, Yu. G. Vergazova, P.V. Golnitsky, **D.A. Pupkova** // Russian Engineering Research. – 2023. – Vol. 43, No. 4. – P. 399-403. – DOI 10.3103/S1068798X2305012X.
2. Analysis of the Accuracy of Manufacturing of Shaft Surfaces and Cylindrical Keyed Joint Holes / O. A. Leonov, N. Zh. Shkaruba, Yu. G. Vergazova D.U. Khasyanova, **D.A. Pupkova** // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. – 2023. – Vol. 52, No. S2. – P. S126-S131. – DOI 10.1134/s1052618823100084.

### Публикации в других научных изданиях

1. Расчет посадок соединений упругих втулочно-пальцевых муфт с валами / О. А. Леонов, Н. Ж. Шкаруба, Ю. Г. Вергазова, П. В. Голиницкий, **Д. А. Пупкова** // Вестник машиностроения. – 2023. – № 2. – С. 96-101. – DOI 10.36652/0042-4633-2023-102-2-96-101.
2. Анализ точности изготовления поверхностей валов и отверстий цилиндрического соединения со шпонкой / О. А. Леонов, Н. Ж. Шкаруба, Ю. Г. Вергазова, Д. У. Хасьянова, **Д. А. Пупкова** // Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2023. – № 4. – С. 41-49. – DOI 10.52261/02346206\_2023\_4\_41.
3. **Пупкова, Д. А.** Применение муфт в сельскохозяйственной технике / Д. А. Пупкова // Наука в современных условиях: от идеи до внедрения : материалы Национальной научно-практической конференции с международным участием, посвященной 80-летию Ульяновского государственного аграрного университета имени П.А. Столыпина, Ульяновск, 15 декабря 2022 года. – Ульяновск: Ульяновский государственный аграрный университет им. П.А. Столыпина, 2022. – С. 946-951.
4. **Пупкова, Д. А.** Выбор посадки для упруго-втулочно пальцевых муфт с валами / Д. А. Пупкова // Отечественный и зарубежный опыт обеспечения качества в машиностроении : IV Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием: сборник докладов, Тула, 18–20 апреля 2023 года. – Тула: Тульский государственный университет, 2023. – С. 152-154.
5. **Пупкова, Д. А.** Анализ существующих посадок соединений муфт с валами / Д. А. Пупкова // Чтения академика В. Н. Болтинского, Москва, 25–26 января 2023 года. Том 2. – Москва: ООО «Сам полиграфист», 2023. – С. 330-334.

6. **Пупкова, Д. А.** Анализ дефектов шпонок и шпоночных пазов в соединении приводов муфт / Д. А. Пупкова // Реинжиниринг и цифровая трансформация эксплуатации транспортно-технологических машин и робототехнических комплексов : Сборник статей Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых , Москва, 19–20 декабря 2023 года. – Москва: Российский государственный аграрный университет - МСХА им. К.А. Тимирязева, 2023. – С. 229-233.

#### **Авторские свидетельства, патенты, лицензии**

1. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2024619389 Российская Федерация. «Расчет наибольшего технологического натяга в цилиндрическом соединении со шпонкой» : № 2024618252 : заявл. 16.04.2024 : опубл. 23.04.2024 / **Д. А. Пупкова**, Н. Ж. Шкаруба ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Российский государственный аграрный университет - МСХА имени К.А. Тимирязева».

2. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2024619390 Российская Федерация. «Расчет наименьшего технологического натяга в цилиндрическом соединении со шпонкой» : № 2024618255 : заявл. 16.04.2024 : опубл. 23.04.2024 / Ю. Г. Вергазова, **Д. А. Пупкова** ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Российский государственный аграрный университет - МСХА имени К.А. Тимирязева».

3. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2022660793 Российская Федерация. Расчет температуры нагрева втулки для сборки с валом : № 2022619912 : заявл. 27.05.2022 : опубл. 09.06.2022 / О. А. Леонов, Г. Н. Темасова, Н. Ж. Шкаруба, Ю. Г. Вергазова, П. В. Голиницкий, У. Ю. Антонова, Э. И. Черкасова, М. А. Ибодуллаева М. А., **Д.А. Боголюбова** ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Российский государственный аграрный университет - МСХА имени К.А. Тимирязева».

4. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2022660491 Российская Федерация. Расчет усилия запрессовки вала в отверстие : № 2022619734 : заявл. 27.05.2022 : опубл. 03.06.2022 / О. А. Леонов, Г. Н. Темасова, Н. Ж. Шкаруба Ю. Г. Вергазова, П. В. Голиницкий, У. Ю. Антонова, Э. И. Черкасова, М. А. Ибодуллаева М. А., **Д.А. Боголюбова** ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Российский государственный аграрный университет - МСХА имени К.А. Тимирязева».