

ЧАСТИНА II. КОНСТРУКТОРСЬКО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ТА РЕМОНТНО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ МЕТОДИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ

УДК 629

ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЁЖНОСТИ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ КОМБАЙНА «СКИФ-250Р»

Погорелый В.В., зам. директора по испытаниям ¹⁾

Кухтов В.Г., д.т.н., проф., зав. кафедрой ²⁾

¹⁾УкрНИИПИТ им. Л.Погорелого

²⁾Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства им. П.Василенко

В статье приведены результаты расчетных исследований ресурсоопределяющих конструкций ведущего моста комбайна «СКИФ-250Р».

Постановка проблемы. В 2012 г. планируется выпуск опытной партии комбайнов «Скиф-250Р» [1].

Предусматривается, чтобы по энерговооруженности, энергопотреблению, производительности, потерям урожая, качеству убранных зерна, внешнему виду, условиям труда комбайнера, уровню автоматизации, экологическому воздействию на окружающую среду, объему бункера, скорости выгрузки зерна в большегрузные автомобили новые украинские комбайны соответствовали действующим стандартам и были конкурентоспособны с современными зарубежными аналогами.

Значительное внимание уделяется обеспечению надёжности составных частей и комбайна в целом. Вводимые конструктивно-технологические изменения приведут к ужесточению эксплуатационных режимов нагружения, что необходимо учесть при изготовлении опытных образцов комбайнов и проведении испытаний. Необходимо проведение расчётных исследований некоторых ресурсоопределяющих конструкций силовой передачи, в частности, бортовых редукторов.

Цель. Провести расчетные исследования деталей бортового редуктора; создать твердотелую модель редуктора; дать оценку НДС конструкции.

Результаты работы. Для анализа кинематических связей между деталями бортового редуктора и выявления влияния вероятности безотказной работы каждого конструктивного элемента на суммарную вероятность безотказной работы редуктора была создана его твердотельная модель в среде SolidWorks [2,3] (рис.1).

Бортовой редуктор планетарного типа, массой 250 кг, передаточное отношение – 19,6.

Для проведения расчетов использованы следующие исходные данные:

– момент затяжки винтов крепления фланца балки к корпусу редуктора

$M_{зат} = 460 \dots 480 \text{ Н}\cdot\text{м};$

– максимальная нагрузка на колесо $P_k = 100 \text{ кН};$

– максимальный крутящий момент на входе в бортовой редуктор

$M_{вх} = 1610 \text{ Н}\cdot\text{м}.$

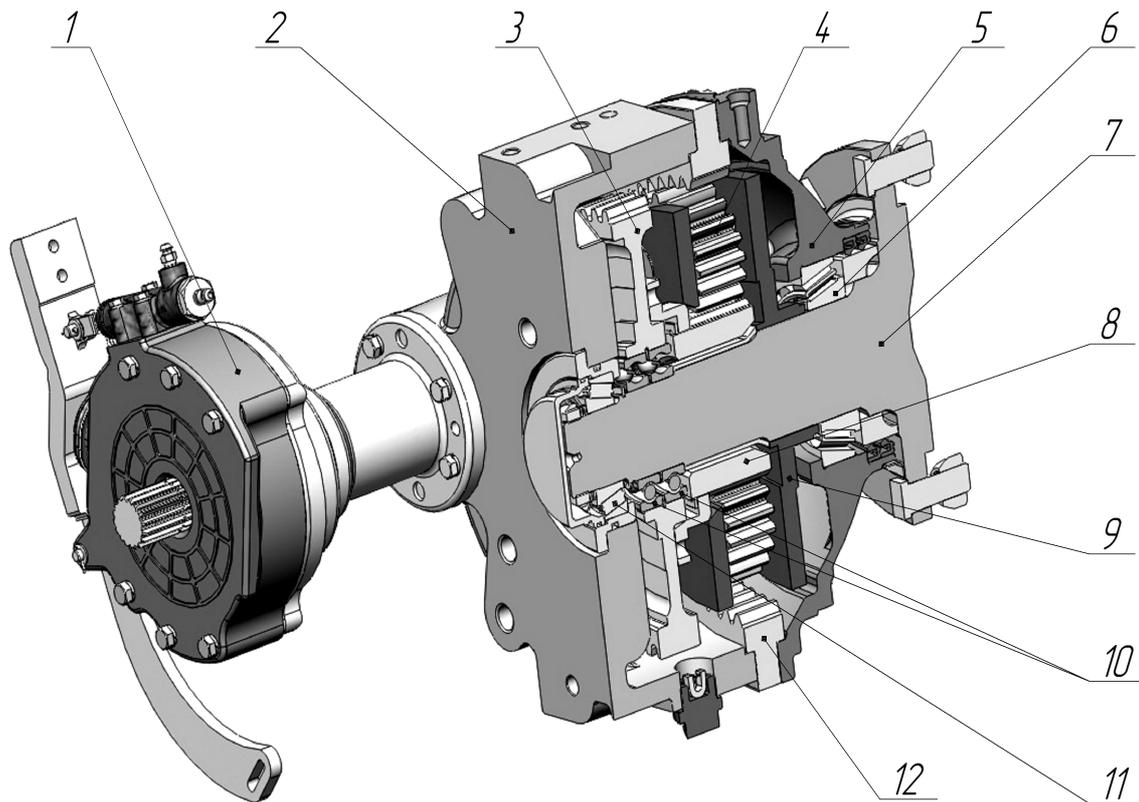


Рис. 1. Бортовой редуктор ведущего моста комбайна «Скиф – 250Р»: 1 - тормоз; 2 – корпус; 3 – зубчатое колесо; 4 – сателлит; 5 – крышка; 6 - подшипник 7519; 7 – полуось; 8 – звездочка; 9 – водило; 10 – подшипники 215; 11 – подшипник 7513; 12 – эпициклическая шестерня.

Компоновочная схема ведущего моста комбайна “Скиф-250Р” представлена на рис. 2.

С использованием методических рекомендаций изложенных в работе [4] выполнены расчётные исследования «слабых» конструктивных элементов бортовых редукторов. Ниже приведены некоторые результаты проведенных численных исследований с использованием УПК SolidWorks.

1. Расчет из условия не раскрытия стыка «корпус редуктора - фланец балки моста»

Крепление бортового редуктора к балке моста осуществляется при помощи 9 винтов M24-6gx55.109.40X.019 ГОСТ 7796-70, расположенных асимметрично. Материалы корпуса редуктора и фланца балки чугун КЧ-45 ГОСТ 1215-79 и сталь 25Л ГОСТ 977-88, соответственно.

В расчётах мы использовали лишь ту часть корпуса редуктора, которая контактирует с фланцем, а недостающие его элементы компенсировали применением дистанционной нагрузки с жесткой связью. Место приложения расчетной нагрузки совпадает с вертикальной осью колеса (445,5 мм от привалочной поверхности фланца). Реальные винты были заменены виртуальными с аналогичными геометрическими и прочностными параметрами. Заданный момент затяжки винтов был преобразован в осевую силу затяжки, что составила $P_{зат} = 122,6$ кН.

Аппроксимация твердотельной модели выполнена 18772 конечными элементами (тетраэдрами), 33333 расчётных узла. В результате проведенных численных исследований было выявлено отсутствие расхождения привалочных поверхностей. Визуализация результатов расчётов дана на эпюрах (рис.3 - 7).

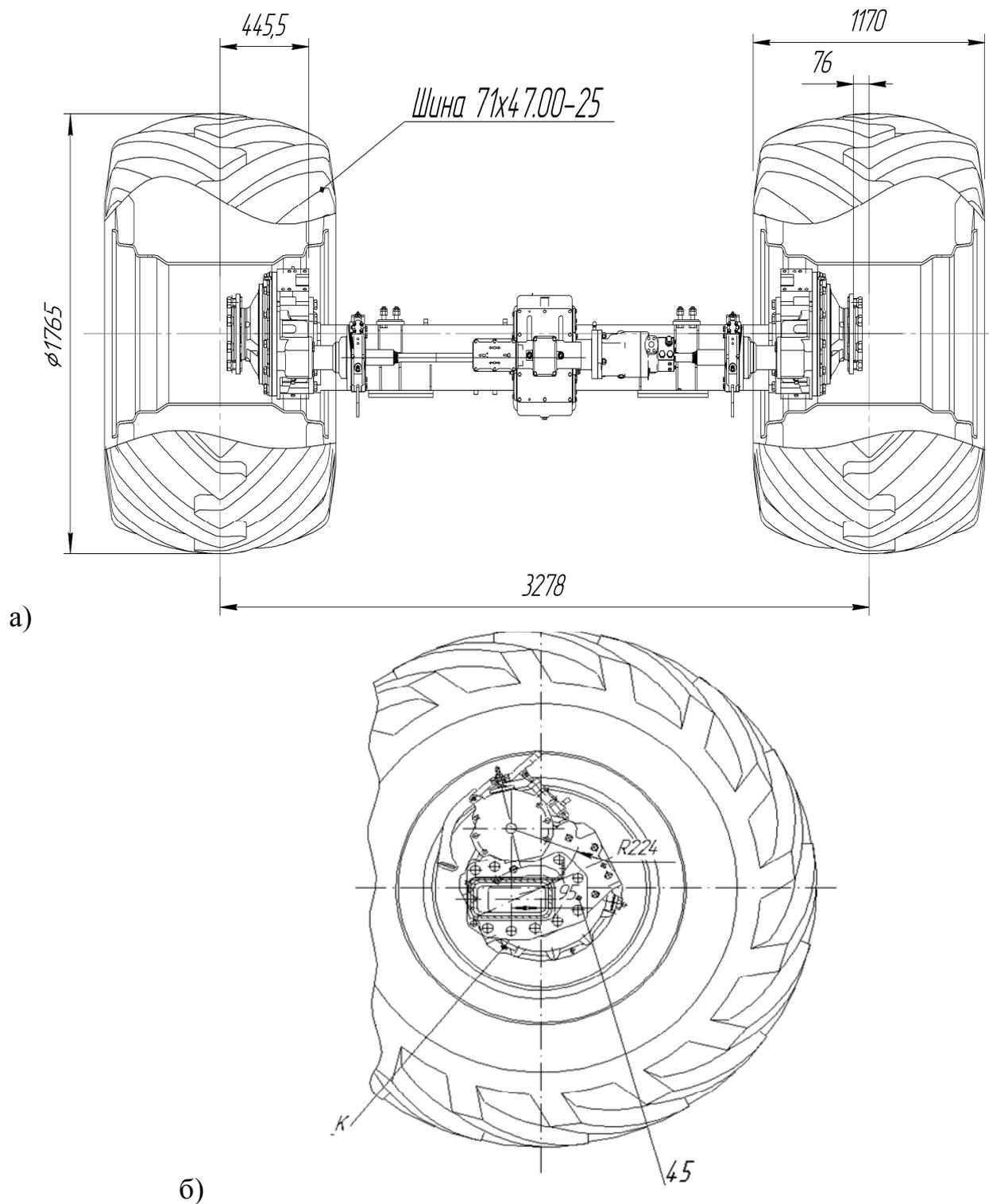


Рис 2. Компоновка переднего ведущего моста комбайна “Скиф-250Р” на широкопрофильных шинах: а) – полнокомплектный мост; б) – сечение по стыку фланца балки и корпуса редуктора

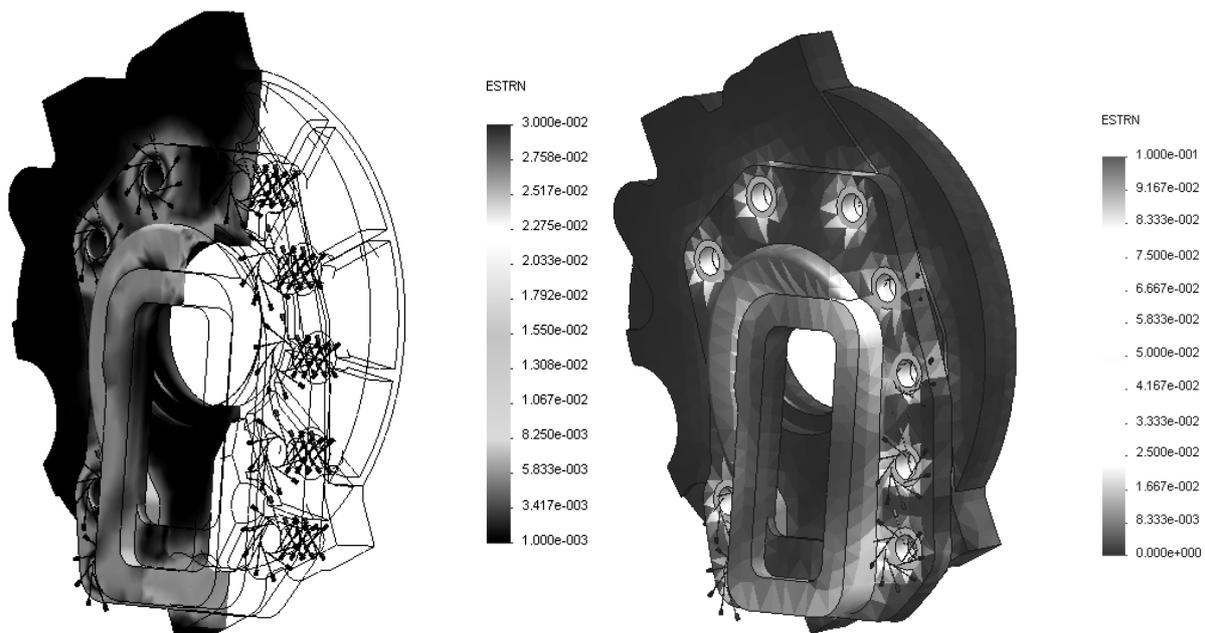


Рис. 3 Эпюры деформаций корпуса редуктора

Эпюра показывает наиболее деформируемые места сборки. Как видно, наибольшая деформация возникает в местах прилегания болтов. Расхождение в нижней части узла составило - 0,5 мкм, что не может существенно влиять на разгерметизацию стыка.

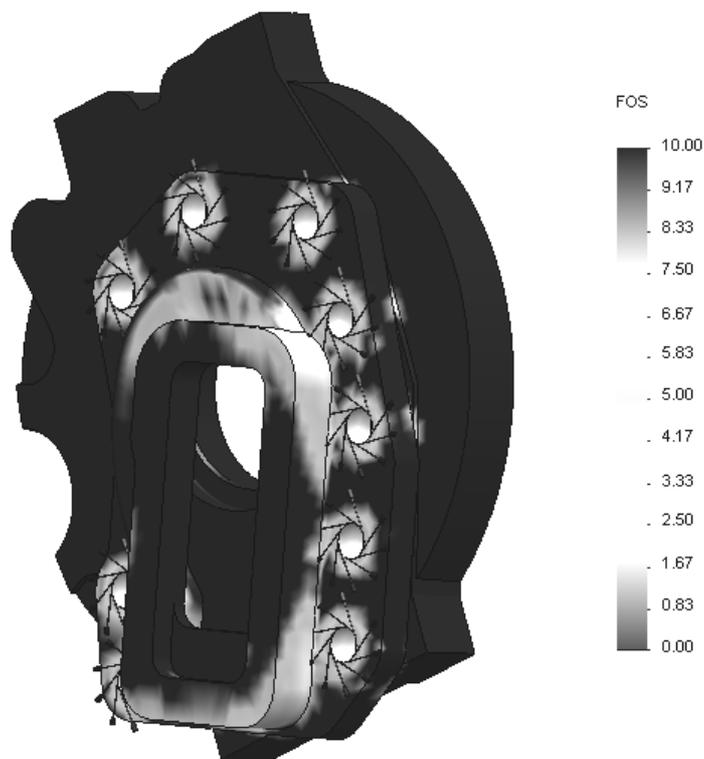


Рис. 4. Расчет коэффициента запаса прочности

Наименьшее его значение 0,94. Имеет место в 2-х местах фланца.

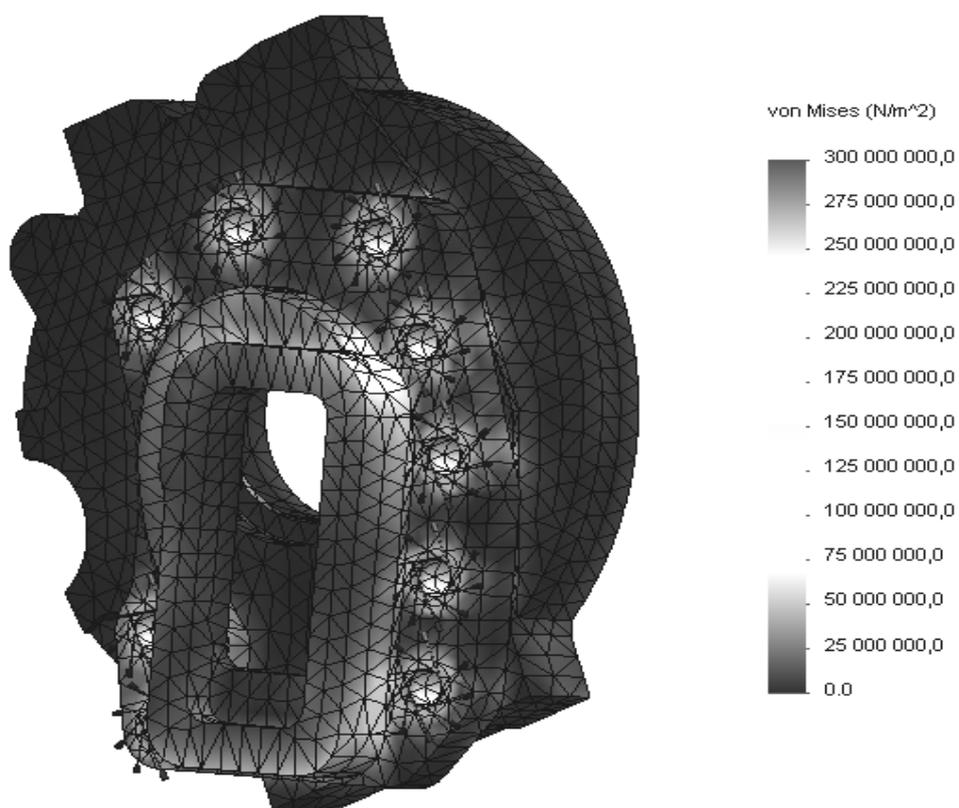


Рис.5. Расчет напряженного состояния стыка

Максимальные напряжения в обеих деталях в основном не превышают 200 МПа.

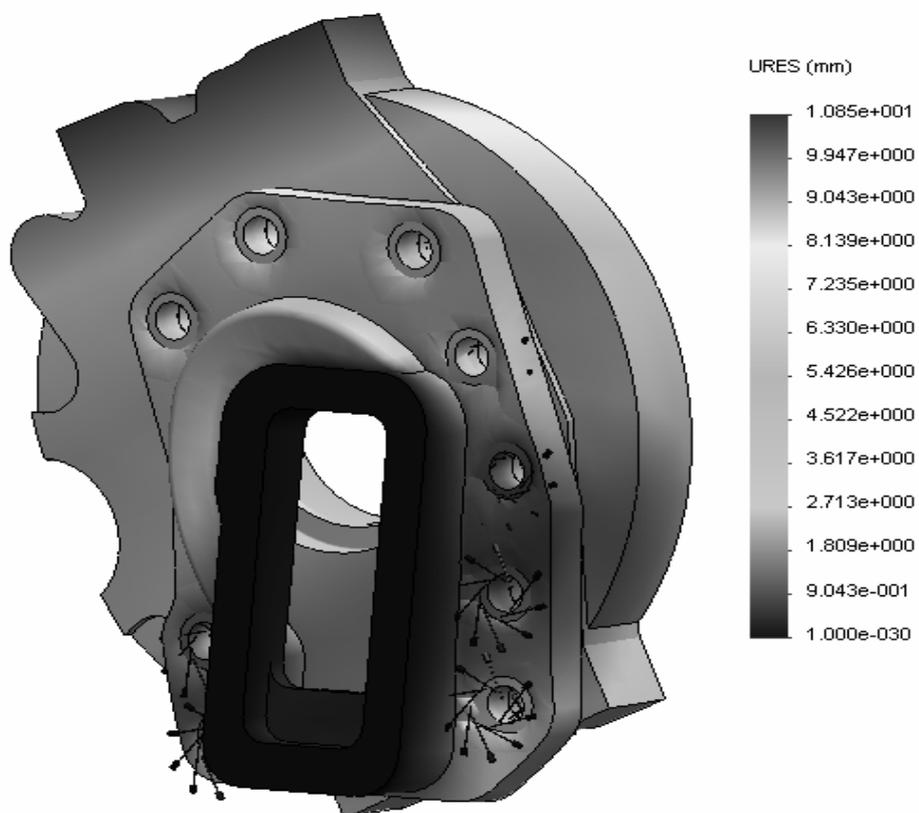


Рис. 6. Расчет перемещений деталей стыка

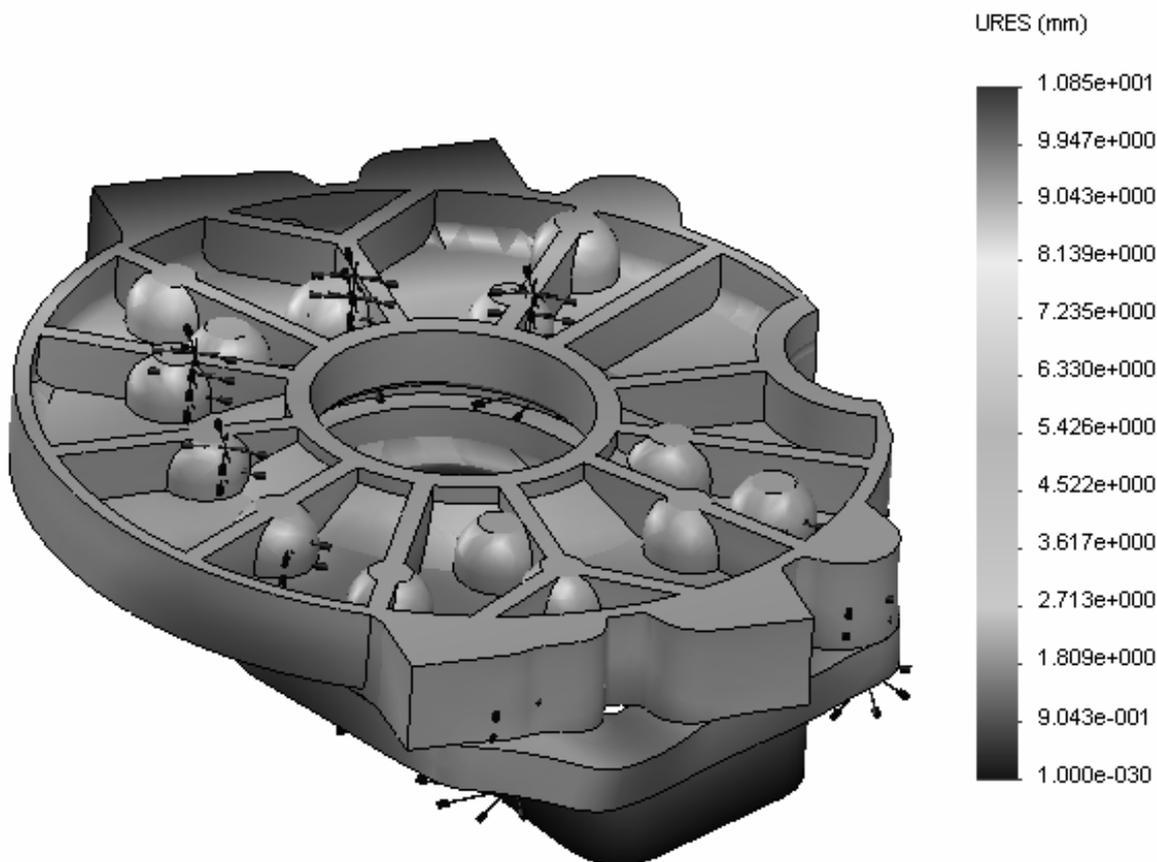


Рис. 7. Расчёт деформации деталей стыка, вид со стороны полости редуктора

Расчет приведен с целью установить разницу в перемещениях контрольных точек стыка и является ключевым. Эпюра указывает на величину перемещения детали под расчетной нагрузкой. Результаты расчета иллюстрируют отсутствие различий в перемещениях противоположных точек контактирующих поверхностей. Условие нераскрытия стыка соблюдается.

2. Оценка НДС полуоси бортового редуктора

Как отмечалось выше повышение вместимости бункера, увеличение ширины жатки и пропускной способности комбайна приводит к увеличению веса комбайна и в итоге к повышенным нагрузкам на детали трансмиссии. По результатам предварительных испытаний зерноуборочных комбайнов отмечались поломки полуосей бортовых редукторов.

Полуось изготовлена из стали 40Х ГОСТ 4543-71. Для проведения прочностного расчета детали нами была применена схема нагружения, максимально соответствующая реальной. Подшипники качения полуоси заменены виртуальными подшипниковыми опорами (рис.9). Вращение вокруг собственной оси нейтрализуется применением фиксации цилиндрической грани (в месте установки водила). Нагружение детали осуществляется номинальным крутящим моментом, приложенным к торцу фланца $M_{ном}=25$ кН·м (80% от максимального крутящего момента на колесе) и радиальной нагрузкой $P_k=10$ кН.

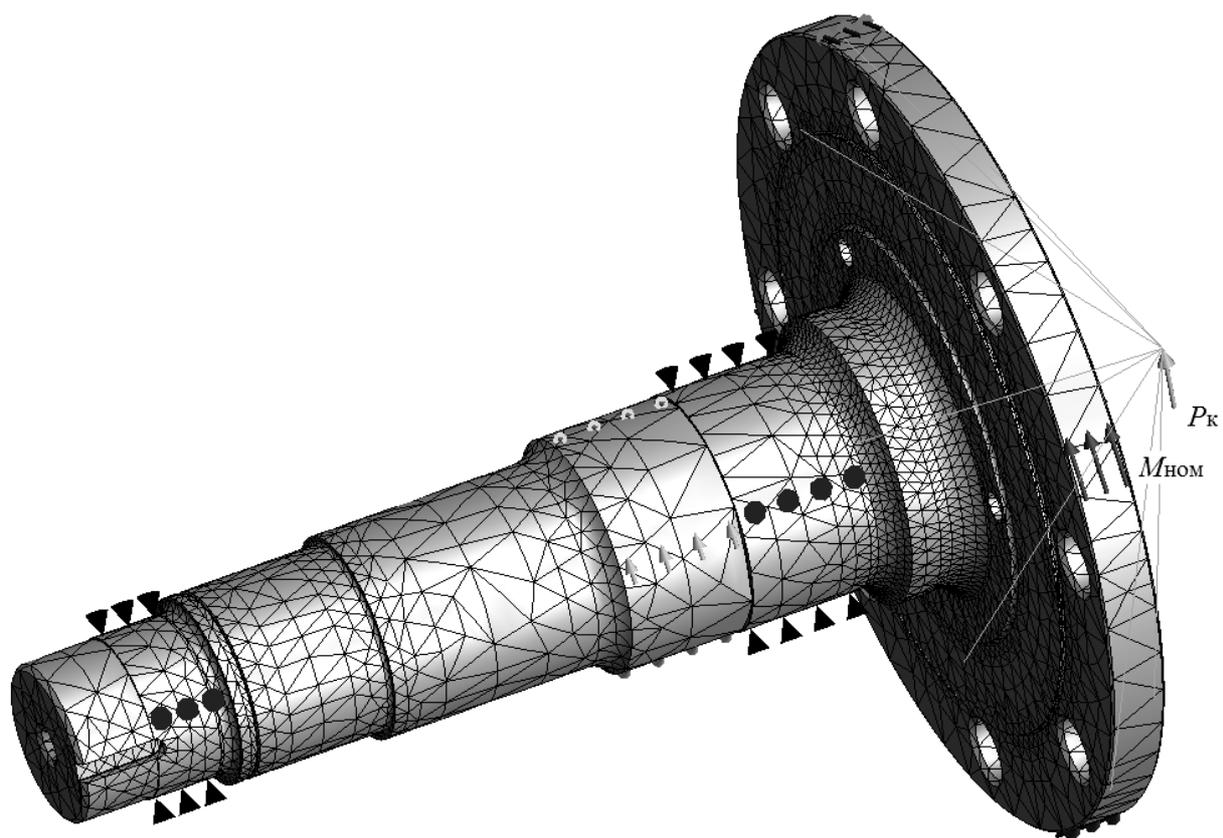


Рис. 8. Схема нагружения полуоси

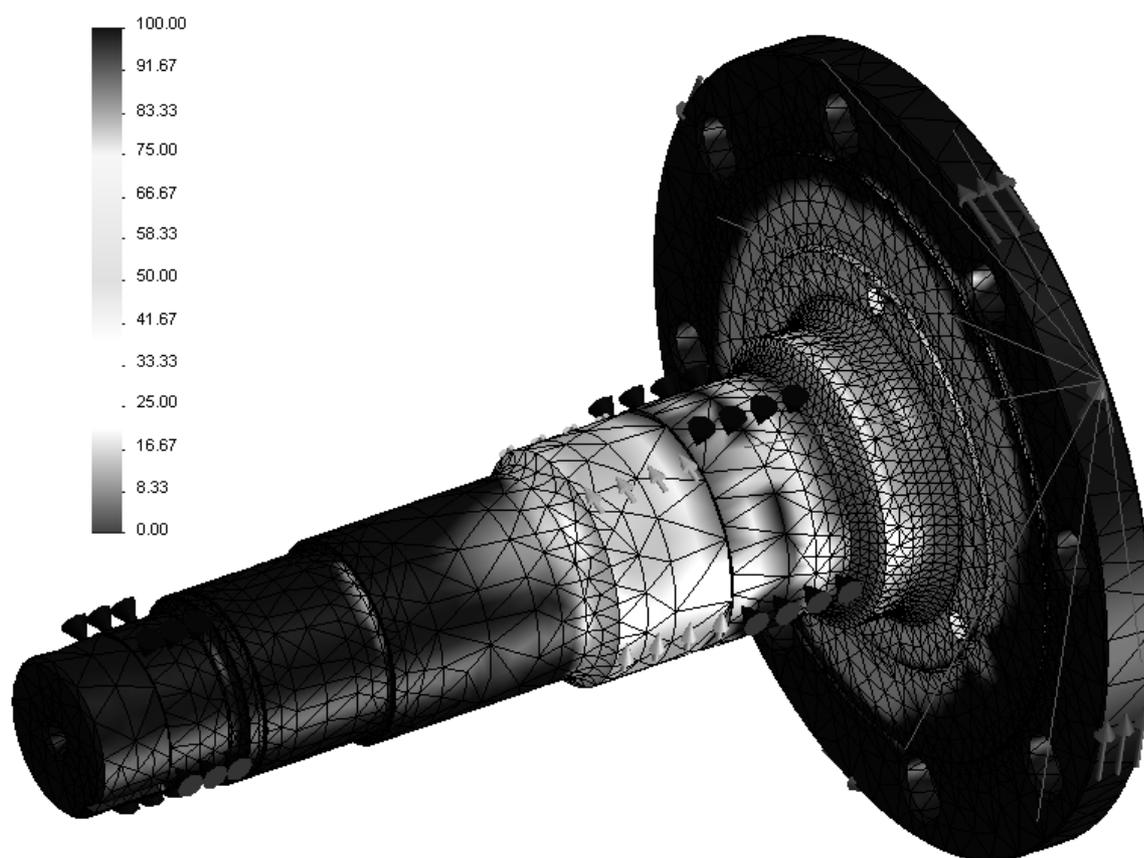


Рис. 9. Распределение коэффициента запаса прочности

Расчетная модель состоит из 48537 конечных элементов, 74451 узла. В результате численных исследований напряженно-деформированного состояния детали выявлено локальное превышения суммарных напряжений в месте расположения галтели, сглаживающей переход цилиндрической поверхности под подшипник в поверхность установки втулки уплотнений. Результаты, полученные при вычислении коэффициента запаса прочности, указывают на наличие минимального его значения $k_{\text{зап}}=0,44$ (рис. 10). При детальном исследовании напряженного состояния детали установлено, что критические напряжения возникают только на поверхности галтели и не могут оказывать влияние на прочность. Такое распределение напряжений в детали может повлиять на её усталостную прочность, что требует проведения дополнительных исследований величин и амплитуд колебаний нагрузки, возникающей при различных режимах эксплуатации комбайна «Скиф-250Р».

Визуализация результатов расчётов представлена на рис. 9-12.

Эпюру на рис. 10 показано таким образом, чтобы выделить наиболее нагруженные участки полуоси.

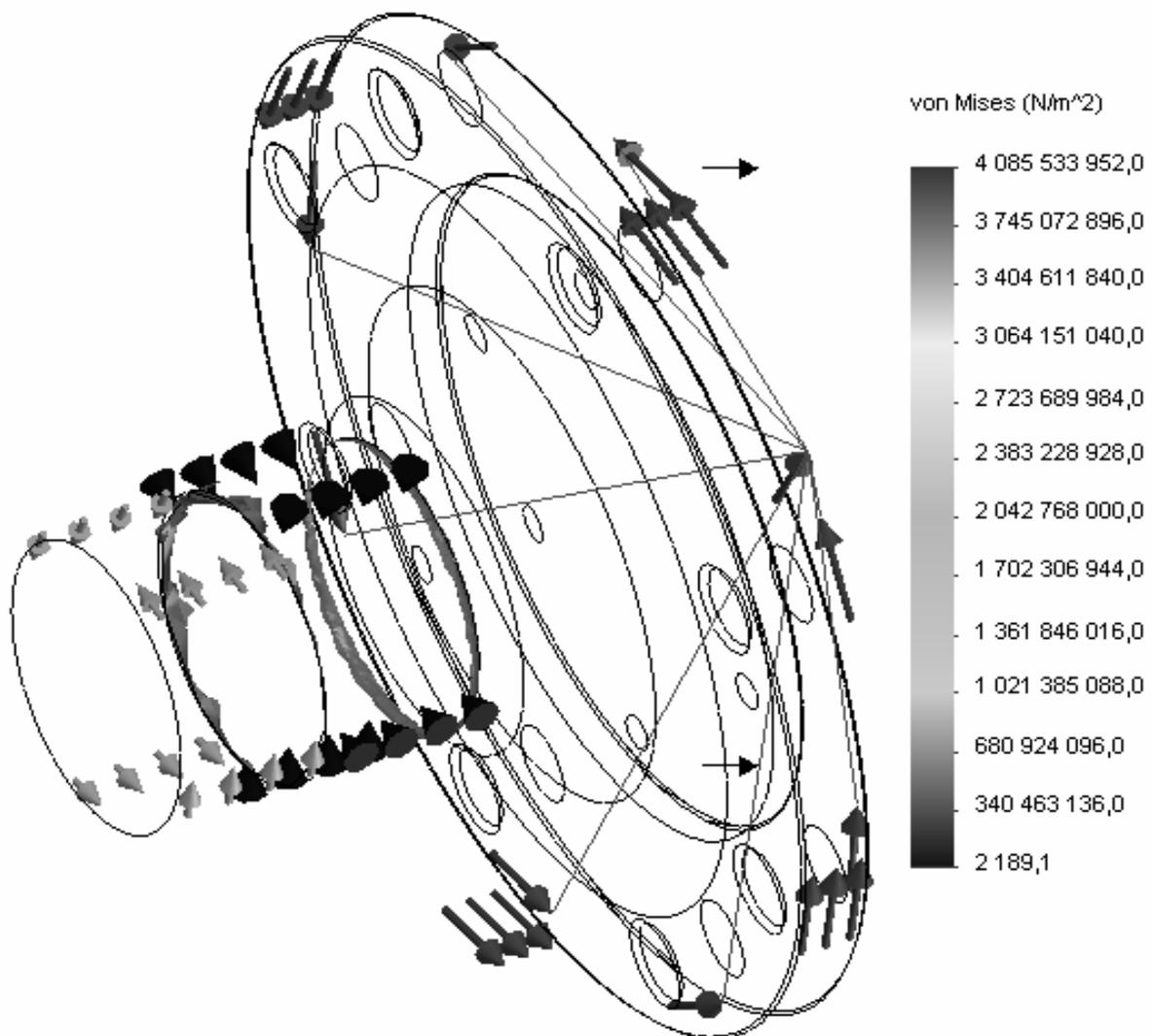


Рис. 10. Расчет напряженного состояния

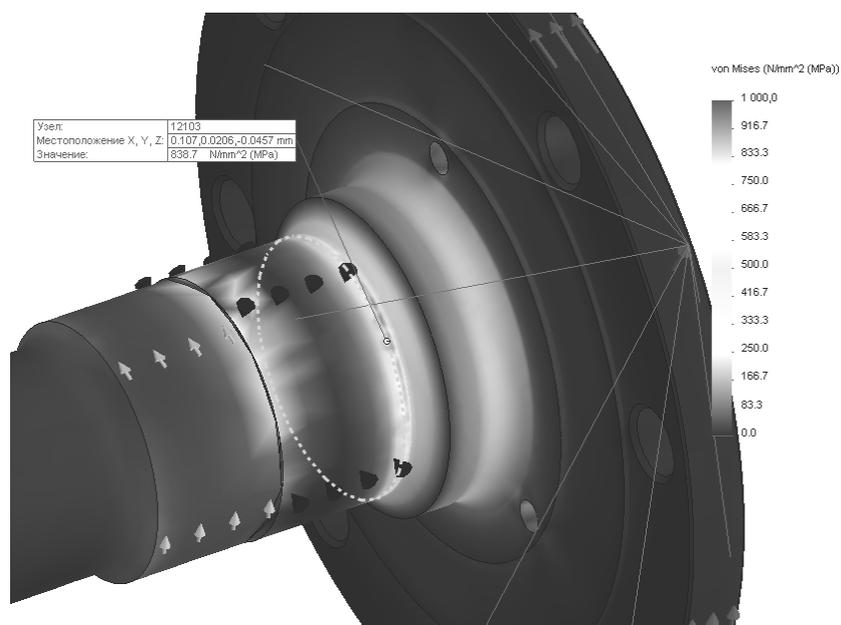


Рис. 11. Расчет напряжений, показано крупным планом опасные места

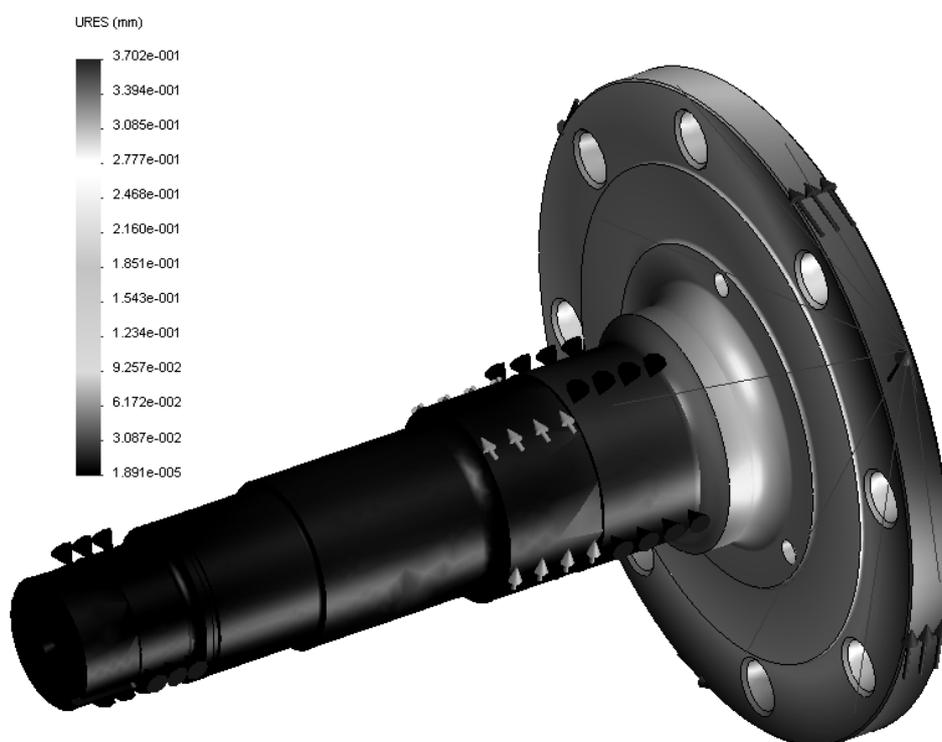


Рис. 12. Расчет перемещений поверхностей полуоси

Выводы.

1. Анализ результатов расчётных исследований рассмотренных деталей бортового редуктора позволяет заключить:
 - опасность разгерметизации стыка крепления фланца балки к корпусу бортового редуктора при данной схеме компоновки ведущего моста комбайна «Скиф-250Р» и прочностных характеристиках исследуемых деталей отсутствует;
 - минимальные значения коэффициента запаса прочности – 0,44 в местах локализации напряжений в районе галтелей (рис.13) не приведёт к разруше-

нию полуоси.

2. Для уточнения эксплуатационных режимов нагружения (действующих нагрузок) ресурсопределяющих деталей, схематизации и составлении программы нагружения, необходимы тензометрические исследования в реальных условиях работы рисоуборочного комбайна.

3. Оценка НДС конструкций по приведенной методике, при модернизации сельскохозяйственных машин, с использованием универсальных программных комплексов (CAD, CAM, CAE) позволяет оперативно выявлять «слабые» конструктивные элементы и проводить многовариантные расчёты вводимых конструктивно-технологических изменений, направленных на обеспечение требуемого уровня надёжности составных частей и машины в целом.

Список использованных источников:

1. Шуринов В.А., Погорелый В.В. Развитие отечественного комбайностроения – основа обеспечения продовольственной безопасности.// Вісник ХНТУСХ. – Вип. 114. – 2011. – С. 311- 313.
2. Алямовский А.А. SolidWorks 2006-2007. Инженерный анализ методом конечных элементов // Андрей Александрович Алямовский. – М.: ДМК, 2007. – 784 с.
3. Алямовский А.А. SolidWorks 2007-2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике // [А.А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов и др.]. – СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.
4. Погорілий В.В., Кухтов В.Г. Прогнозування ресурсу базових деталей сільськогосподарської техніки// Техніка і технології АПК. – № 3. – 2011. – С. 15 - 18.

Анотація

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ СИЛОВОЇ ПЕРЕДАЧІ КОМБАЙНУ «СКИФ-250Р»

Погорілий В.В., Кухтов В.Г.

У статті приведені результати розрахункових досліджень ресурсовизначальних конструкцій ведучого моста комбайну «СКИФ-250Р».

Abstract

ENSURING RELIABILITY OF POWER TRANSMISSION HARVESTER «SKIF-250R»

V. Pogoreliy, V. Khuhtov

The article deals with calculations results of the investigation of drive axel of the harvester “SKIF-250R”.