

## РАЦИОНАЛИЗАЦИЯ УЗЛА ДИАГНОСТИКИ РАСХОДА ГИДРООБОРУДОВАНИЯ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Сиротенко А.Н., Партко С.А.

Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация

**Аннотация.** В статье приведен прочностной анализ корпусных частей расходомера, применяемого в узлах диагностировочного оборудования гидроагрегатов мобильных машин. Узел соединения корпуса датчика с кронштейном был упрощен и адаптирован под корпус датчика, с учетом обеспечения прочности и герметичности резьбового соединения. Герметичность примененного способа уплотнения подтверждена анализом напряженно-деформированного состояния деталей соединения и подтверждена практически.

**Ключевые слова.** Прочность, напряжение, деформация, герметичность, метод конечных элементов.

## RATIONALIZATION OF THE UNIT FOR DIAGNOSING THE FLOW RATE OF HYDRAULIC EQUIPMENT FOR MOBILE MACHINES

Sirotenko A.N., Partko S.A.

Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation

**Abstract.** The article presents a strength analysis of the flowmeter design used in the diagnostics nodes of mobile machine hydraulic units. The connection of the flow meter housing with the bracket has been simplified and adapted for a more robust sensor design, taking into account the strength and tightness of the threaded connection. The tightness of the applied sealing method is confirmed by the analysis of the stress-strain state of the connection parts and confirmed practically.

**Keywords.** Strength, stress, deformation, tightness, finite element method.

Одним из важных этапов испытания, ввода в эксплуатацию сельскохозяйственной техники является диагностика состояния узлов машины и ее приводов [1-4]. Исследование комбинированных пневмо-гидрофицированных установок невозможно без измерения и регистрации расхода рабочей среды [2,5]. Расширение диапазона измеряемой величины прибора часто влечет за собой или увеличение массово-габаритных характеристик прибора или требует применения устройств иных принципов измерения [5,6]. Специфика современного рынка приборостроения такова, что характеристики, состав элементной базы, стоимость, программное обеспечение меняются постоянно. Изменение типа применяемого датчика расхода в узле измерения расхода повлекло за собой изменение типоразмера резьбового и герметизирующего соединения. По техническому заданию общие массово-габаритные характеристики прибора не должны измениться так, как это повлечет за собой корректировку применяемых сортамента и технологии изготовления. Изменяются и сопрягаемые узлы других элементов. Кроме того, не допускается менять и материал корпуса прибора, алюминиевый сплав Д16Т.

**Целью работы** являлось исследование напряженно-деформированного состояния элементов соединения корпуса прибора с новым датчиком, обеспечение прочности и герметичности сопряжения их конструктивных элементов при заданных нагрузках. Для этого необходимо решить следующие **задачи:** предложить корректный способ герметизации; определить максимальные значения силовых факторов, действующих в элементах конструкции; создать 3D-модель в CAD и произвести уточненный расчет ее деформаций методом конечных элементов.

Геометрические параметры ответного исходного соединения в корпусе узла диагностики представлены фрагментом рабочего чертежа на рисунке 1 (а,б). Тип резьбы, применяемой для присоединения датчика в корпусе - М39х1,5, а типоразмер ответного присоединительного места нового датчика (рис.1 (в)) резьба М45х2 [7]. Изменения любых геометрических параметров датчика и координат резьбового отверстия в корпусе диагностированного узла недопустимы. Расточка типоразмера резьбы в корпусе узла с М39х1,5 на М45х2 приведет к соединению «сбеговых» канавок отверстий резьб М39х1,5 и М18х1,5 в районе перемычки 1,71мм (рис.1 (а)), кроме того, координаты

резьбового отверстия М18х1,5 и его типоразмер менять нельзя, как и диаметр встречного отверстия 24 мм. По условиям технического задания можно изменять только типоразмер резьбового присоединительного места корпуса и при этом не должно произойти соединения с соседними полостями отверстий. Ситуацию усложняло требование к неизменной толщине корпуса - 55 мм, что, при расточке отверстия с М39х1,5 до отверстия под М45х2 приводило к уменьшению толщины стенки свода корпуса с 8 мм до 5 мм (рис.1).

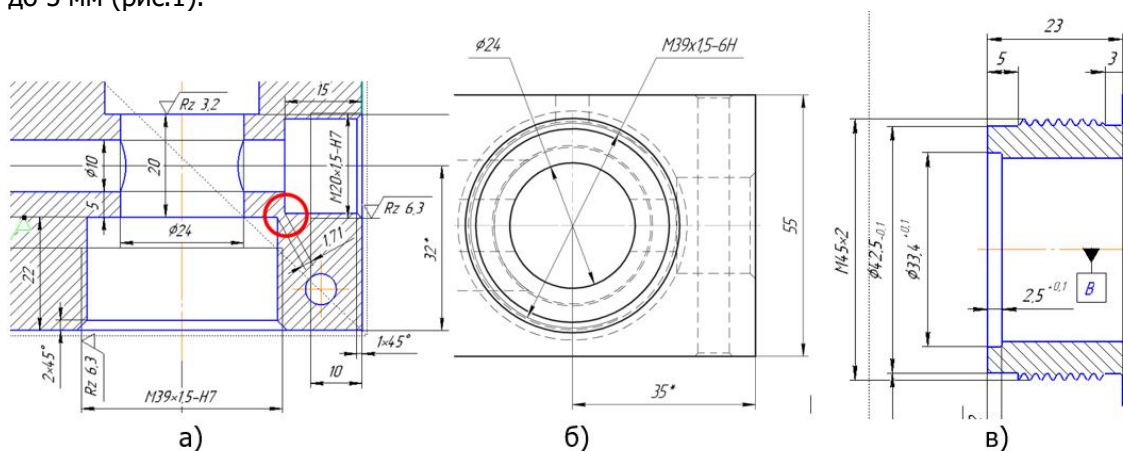


Рисунок 1 - Геометрические параметры резьбового соединения: посадочное место в корпусе; присоединительный элемент датчика

Особенность является то, что через соединение проходит минеральное масло (РЖ) под давлением 60МПа и температурой 90°С. Внешняя нагрузка на соединение отсутствует. Необходимо было обеспечить не только прочность резьбового соединения корпуса с датчиком, но и его герметичность.

Усилие, нагружающее соединение и его элементы, напрямую зависит от величин давления и площади соединения, с которыми контактирует РЖ. Поэтому основной из задач являлся выбор типа уплотнения, которое оказывает значительное влияние на нагрузку соединения [8]. Анализ конструкции резьбовых частей корпуса диагностировочного узла и датчика предполагает возможность применения радиального типа уплотнения без значительного изменения конструкции соединения. В качестве радиального уплотнения рассматривалось кольцо 42,00х1,5 NBR (042-045-1,5) ГОСТ 18829 (рис.2 (а)).

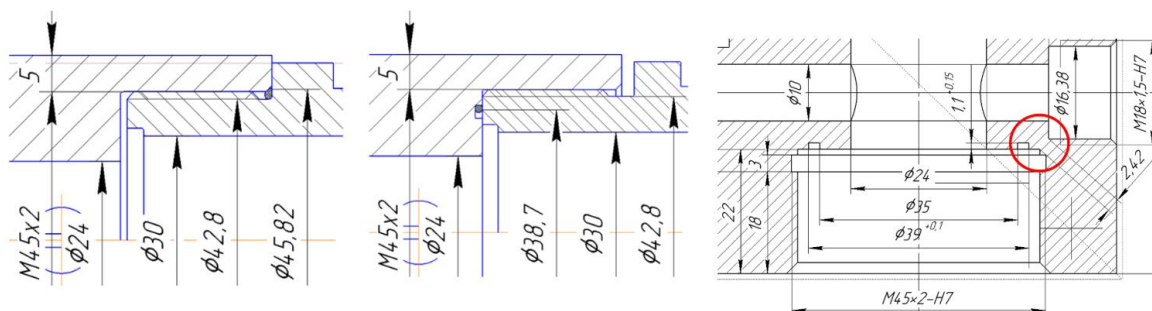


Рисунок 2 - Геометрические параметры герметизации резьбового соединения: а) радиальным уплотнением; б) торцевым уплотнением; в) окончательное техническое решение

Исходя из данных рисунка 2 (а), площадь  $S_{рад}$ , на которую воздействует давление при использовании радиального уплотнения:

$$S_{рад} = \frac{\pi(45.8^2 - 30^2)}{4} = 940,62 \text{ (мм}^2\text{)} \quad (1)$$

Сила  $F_{рад}$ , действующая вдоль оси соединения при радиальном уплотнении:

$$F_{рад} = p \cdot S_{рад} = 60 \cdot 940,62 = 56437,46 \text{ (Н)}, \quad (2)$$

где  $p$  – рабочее давление РЖ,  $p=60$ МПа;

В качестве альтернативы радиальному уплотнению рассматривалось торцевое уплотнение, но применение торцевого уплотнения предполагает проточку в корпусе прибора (рис.4). В качестве уплотнителя использовалось маслостойкое кольцо 37х1,5 NBR (037-040-1,5) ГОСТ 18829 (рис.2 (б)). Площадь на которую воздействует давление при использовании торцевого уплотнения:

$$S_{тор} = \frac{\pi(38.7^2 - 30^2)}{4} = 469,42 \text{ (мм}^2\text{)} \quad (3)$$

Сила, действующая вдоль оси соединения при радиальном уплотнении:

$$F_{\text{тор}} = p \cdot S_{\text{тор}} = 60 \cdot 469,42 = 28165,2 \text{ (Н)} \quad (4)$$

Применение торцевого уплотнения обеспечивает снижение осевой нагрузки резьбового соединения в два раза. Эта особенность обусловила выбор данного способа и типа уплотнения в конструкции. Конструкторская реализация представлена на рисунке 2 (в). «Сбеговая» канавка М45х2 отстоит от торца на 1 мм. Несомненным «плюсом» такого решения является то, что полость после уплотнения разгружена от давления РЖ.

С учетом свойств материала корпуса диагностировочного узла Д16Т ( $\sigma_T=300\text{...}350\text{МПа}$ ,  $\sigma_B=480\text{...}450\text{МПа}$ ) был проведен проверочный расчет профиля резьбы М45х2 на прочность по напряжениям среза [9]:

$$\tau = \frac{F_{\text{тор}}}{\pi \cdot d \cdot H \cdot K \cdot K_m} \leq 0,3\sigma_T \quad (5)$$

$$\tau = \frac{28165,2}{\pi \cdot 45 \cdot 18 \cdot 0,87 \cdot 0,6} = 21,2 \text{ (МПа)} \leq 90 \text{ МПа}$$

где  $\tau$  – действительные напряжения среза, МПа;  $F_{\text{тор}}$  – осевая сила, действующая в соединении,  $F_{\text{тор}}=28165,2$  Н;  $d$  – диаметр резьбы,  $d=45\text{мм}$ ;  $H$  – глубина завинчивания,  $H=18\text{мм}$ ;  $K$  – коэффициент полноты резьбы,  $K=0,6$ ;  $K_m$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по виткам,  $K_m=0,87$ .

Анализ напряженно-деформированного состояния соединения проводился применением FEM APM WinMachine [10] интегрированной с CAD КОМПАС® [11]. Способ имеет ряд особенностей, связанных с прочностными расчетами сложных конструкций [12-15]. Для заданных условий, с учетом осевой силы нагружения, с приложением давления и рабочей температуры по площадям контакта, резьбовой сегмент корпуса был исследован методом МКЭ по принятым критериям прочности и герметичности (рис.3). Ввиду определенных сложностей применения МКЭ при разбиении на конечные элементы витка резьбы усилие распределили по первому от уплотнения витку, что позволило оценить картину напряженно-деформированного состояния в области свода стенки корпуса и резьбового отверстия М42х2 (рис.3 (а,б)).

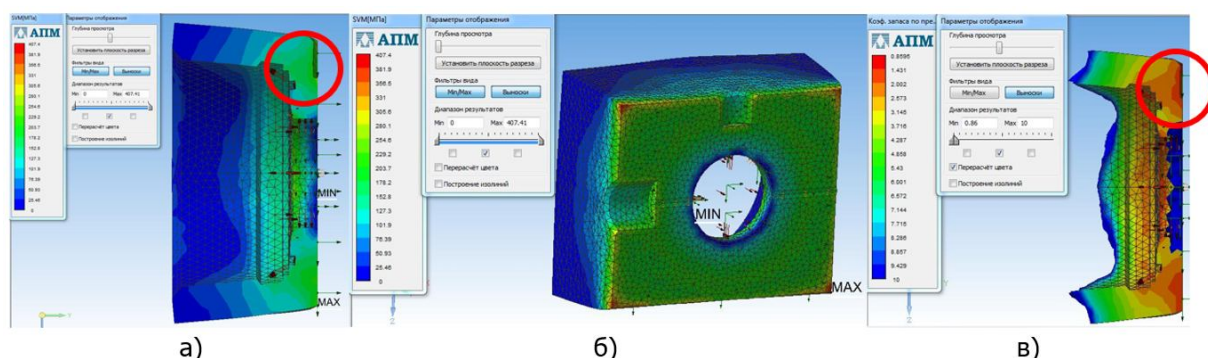


Рисунок 3 – Анализ напряжений в конструкции сегмента: а) распределение напряжений в осевом сечении сегмента; б) распределение напряжений в поперечном сечении сегмента; в) распределение коэффициента запаса прочности в осевом сечении сегмента.

Анализ распределения напряжений по объему сегмента показал, что в опасной области оно не превышает 100...150 МПа, что соответствует  $0,3\sigma_T$  (рис.3 (в)). Максимальные значения напряжений соответствуют угловым концентраторам, внутренним краям сегмента корпуса, поэтому при анализе не учитывались.

Распределение коэффициентов запаса прочности в объеме сегмента показывает, что в районе «сбеговой» канавки минимальный коэффициент запаса прочности составит 2 (рис.3(в)). С учетом сделанных допущений и распределения осевой нагрузки только на первый виток корпуса практические значения этого показателя будут выше. Распределение напряжений в области резьбы М18х1,5 (рис.3 (а,б)) показывает, что максимальные напряжения лежат ниже предела текучести сплава Д16Т. Коэффициент запаса прочности в данном сечении лежит от 1,5...3 (рис.3 (а,б)).

Анализ абсолютных (рис.4(а)) и относительных (рис.4(б)) деформаций показал, что в районе уплотнения разгерметизации не произойдет. Максимальная деформация в области торцевого уплотнения не превысит 16мкм.

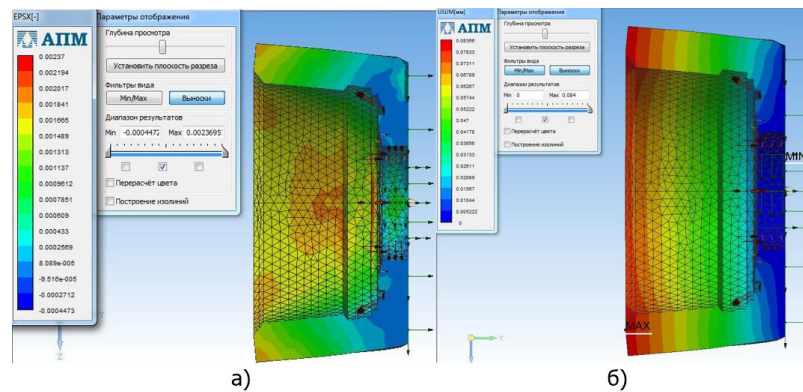


Рисунок 4 – Деформационное состояние сегмента: а) абсолютные деформации; б) относительные деформации

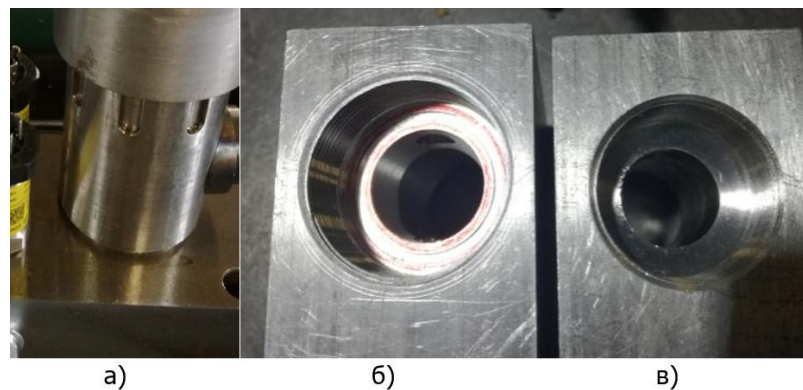


Рисунок 5 - Корпус с рекомендованным конструкторским решением: а) монтаж в корпусе диагностировочного узла; б) реализация резьбы М45х2 с герметизацией торцевым уплотнением; в) соединение до мехобработки с резьбой М39х1,5

По результатам проведенных работ существовавшее отверстие под резьбу М39х1,5 было расточено в соответствии с принятым конструкторским решением до М45х2 с торцевым уплотнением.

В результате испытаний корпус с резьбой М45х2 и торцевым уплотнением выдержал рабочее давление 60МПа, что соответствует техническому заданию.

**Вывод.** В результате проведенных опытно-конструкторских работ решены все поставленные задачи и достигнута поставленная цель. Проверочные прочностные расчеты проведены для изменённых резьбовых соединений по их критериям работоспособности. МКЭ использован для оценки сложно-деформированного состояния соединения в условиях предельных нагрузок. Достоверность теоретических изысканий подтверждена практической реализацией и проверкой полученных результатов на натурном образце.

#### Список использованных источников

1. Сиротенко, А. Н. Энергосберегающий пневмопривод технологического оборудования/А. Н. Сиротенко, А.Г. Дьяченко, С.А. Партко//Инновационные технологии в машиностроении и металлургии: сб. статей VI науч.-практ. конф. -Ростов-на-Дону, 2014. С. 173-177
2. Sirotenko A.N. Decrease in Power Inputs in Pneumodrive Weighing-and-Packing Machine/A.N. Sirotenko, S.A. Partko//International Journal of Applied Engineering Research. -2017. -V. 12, № 14, P. 4599-4603.
3. Грошев Л. М. Сравнение параметров разгона мобильной машины с механическим и гидромеханическим приводом/Л. М. Грошев, С.А. Партко, А.Н. Сиротенко, А.Г. Дьяченко//Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: сб. ст. VI Междунар. науч.-практ. конференции, 26 февраля -1 марта 2013 г. в рамках 16-й Междунар. агропром. выставки «Интерагромаш-2013». -Ростов н/Д., 2013. -С. 74-76.
4. Сиротенко, А. Н. Зависимость энергоскоростных характеристик пневмопривода от начальных параметров дополнительного объема, при торможении противодействием/А. Н. Сиротенко, С. А. Партко, Саед Бакир Аля//Вестник Донского гос. техн. ун-та. -2017. -Т 17, № 4 (91). -С. 69-76. DOI: 10.23947/1992-5980-2017-17-4-69-76
5. Слисенко Е.Б. Измерение расхода в гидравлических магистралях высокого давления турбинно-индуктивным расходомером/Е.Б. Слисенко, А.Н. Сиротенко, С.А. Партко//Состояние и

перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: сб. статей 11-й Междунар. науч.-практ. конф. в рамках 21-й Междунар. агропром. выставки «Интерагромаш-2018». Ростов-на-Дону, 2018. С. 60-63

6. Слисенко Е.Б. Турбинно-индуктивный расходомер. Патент РФ № 2416072.2010.

7. ГОСТ 24705-2004 (ИСО 724:1993) Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Основные размеры. – М. 2005. – 16 с.

8. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.В. Гордеев и др.; Под общ. Ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. – 2 изд., перераб. и доп. – Машиностроение, 1994. – 448 с.

9. Бригер И.А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Бригер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосмилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.

10. Замрий А.А. Практический учебный курс. CAD/CAE система APM WinMachine. Учебно-методическое пособие — М: Издательство АПМ. 2007. — 144 с.

11. Котов В.В. Методика 3D моделирования при выполнении прочностного анализа в КОМПАС 3D /В.В. Котов, А.А. Михалев, И.Н. Вислоусова, О.Н. Лесняк// Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: сб. статей 11-й Междунар. науч.-практ. конф. в рамках 21-й Междунар. агропром. выставки «Интерагромаш-2018». Ростов-на-Дону, 2018. С.106-109.

12. Маньшин Ю.П. Приближенные расчеты ресурса деталей на стадии технического проекта/Ю.П. Маньшин, Е.Ю. Маньшина // В сборнике: Инновации в машиностроении сборник трудов IX Международной научно-практической конференции. Под редакцией А.М. Маркова, А.В. Балашова, М.В. Доц. 2018. С. 106-112.

13. Kharmanda, G., Antypas, I.R. System reliability-based design optimization using optimum safety factor with application to multi failure fatigue analysis. Sostoyanie i perspektivy razvitiya sel'skokhozyaystvennogo mashinostroeniya Sbornik statey 10-y Mezhdunarodnoy yubileynoy nauchno-prakticheskoy konferentsii v ramkakh 20-y Mezhdunarodnoy agropro-myshlennoy vystavki "Interagromash-2017". [State and prospects of agricultural engineering development: Proc. 10th Int. Sci.-Pract. Conf. within framework of 20th Int. Agroindustrial Exhibition "Interagromash-2017".] Rostov-on-Don: DSTU Publ. Centre, 2017, pp. 177-179.

14. Антибас И.Р. Параметрическая оптимизация конструкции/Антибас И.Р., Савостина Т.П.// В сборнике: Инновации в машиностроении. сборник трудов IX Международной научно-практической конференции. Под редакцией А.М. Маркова, А.В. Балашова, М.В. Доц. 2018. С. 268-271.

15. Антибас И.Р. Моделирование, изучение и изготовление стойки культиватора из композитных материалов/И.Р. Антибас, А.Г. Дьяченко//Вестник мордовского. ун-та. -2018. -Т. 28, № 3. -С. 366-378.

Исследование выполнено в рамках НИОКР по хоздоговору № 255.