

**ИССЛЕДОВАНИЕ САМОТОРМОЗЯЩИХСЯ КУЛАЧКОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ****Чепайкин Сергей Юрьевич**

студент, Тольяттинский государственный университет, РФ, г. Тольятти

**Козлов Антон Александрович**

канд. техн. наук, доцент, Тольяттинский государственный университет, РФ, г. Тольятти

**THE STUDY OF THE SELF-LOCKING CAM CONNECTIONS*****Sergey Chepaykin****Student, Togliatti State University, Russia, Togliatti****Kozlov Anton****Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department, Togliatti State University, Russia, Togliatti*

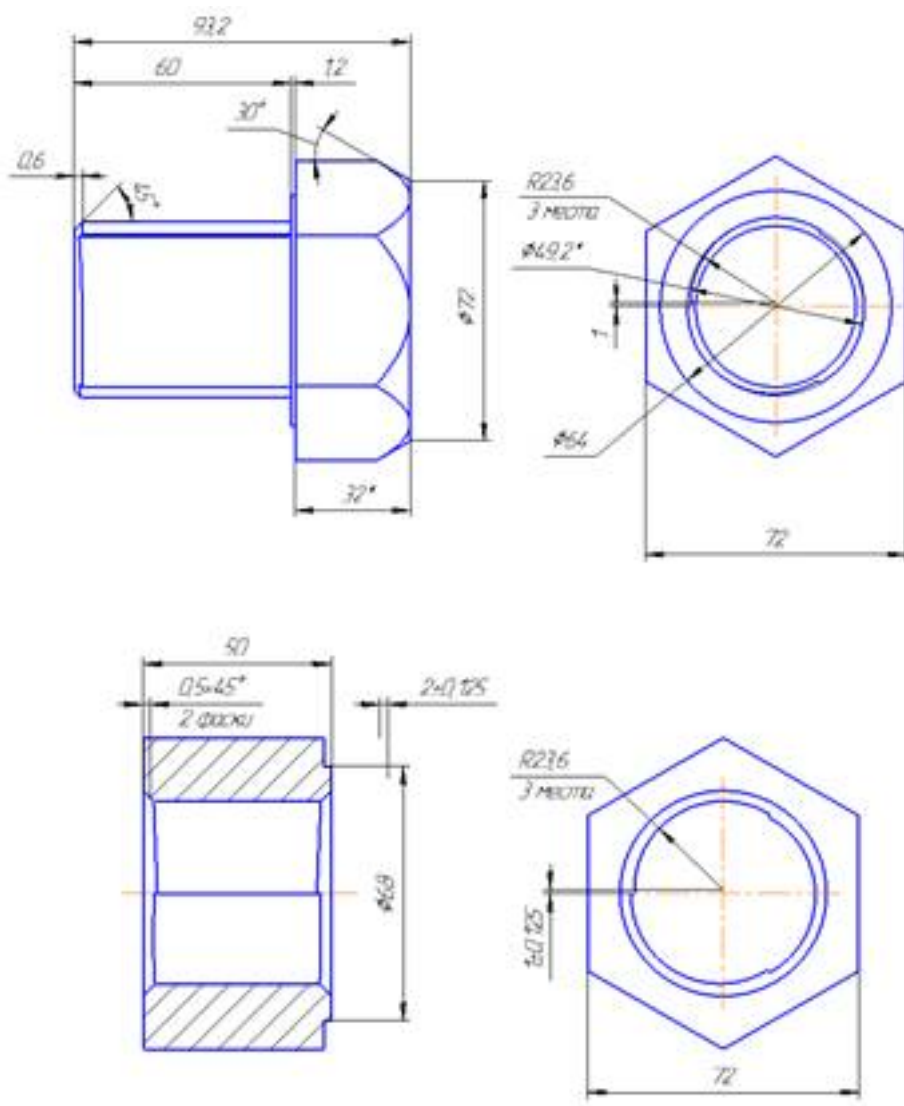
**Аннотация.** В данной статье представлен расчёт клинового самотормозящегося соединения в программе Ansys v14. Определены возникающие силы, а также отображены графики зависимости силы трения и момента трения относительно момента затяжки.

**Abstract.** This article presents the calculation of a wedge self-braking connection in the Ansys v14 program. The arising forces are determined, and also graphs of the dependence of the friction force and the friction moment relative to the tightening moment are displayed.

**Ключевые слова:** болтовое соединение, метизы, клиновая пробка.

**Keywords:** bolted connection, hardware, wedge plug.

Обычно в отверстие соединяемых деталей болт вставляется с зазором и соединение осуществляется затяжкой гайки, что создаёт давление между деталями, препятствующее их расхождению под действием осевых сил и относительно сдвигу под действием поперечных сил, благодаря возникающему между деталями трению. Реже болт плотно входит в отверстие соединяемых деталей и препятствует относительно их сдвигу под действием поперечных сил, работая на срез, в этом случае стержень болта и отверстие болта обрабатываются с высокой точностью и при этой же поперечной силе болт получается тоньше [2, с. 13].



**Рисунок 1. Клиновый болт и клиновая гайка**

В нашем случае представлен клиновый болт и клиновая гайка (**Рисунок 1**), сопрягаемые поверхности которых представляют собой кулачково-клиновую спираль, которая позволяет выполнить соединение с нужным моментом, затрачивая на это минимум времени. Прикладываемые силы при выполнении такого соединения сопоставимы с силами на болтовом резьбовом соединении.

Нам необходимо провести 3 эксперимента с разным прикладываемым моментом: 50 Н•м; 250 Н•м и 340 Н•м и определить процессы, возникающие при расчёте. Расчёт производился в программе ANSYS V14, в модуле Structural Analysis.

Рассмотрим пример расчета для образца с нагрузкой 50 Н•м. В качестве материала детали выбираем по умолчанию конструкционную сталь [1, с. 9].

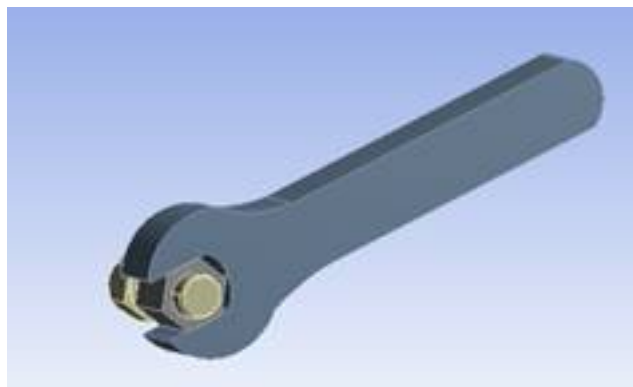
|   |                           |   |
|---|---------------------------|---|
| 1 | Static Structural (ANSYS) |   |
| 2 | Engineering Data          | ✓ |
| 3 | Geometry                  | ✓ |
| 4 | Model                     | ✓ |
| 5 | Setup                     | ✓ |
| 6 | Solution                  | ✓ |
| 7 | Results                   | ✓ |

| Outline of Schematic A2: Engineering Data |                                  |
|-------------------------------------------|----------------------------------|
|                                           | A                                |
| 1                                         | Contents of Engineering Data     |
| 2                                         | Material                         |
| 3                                         | Structural Steel                 |
| *                                         | Click here to add a new material |

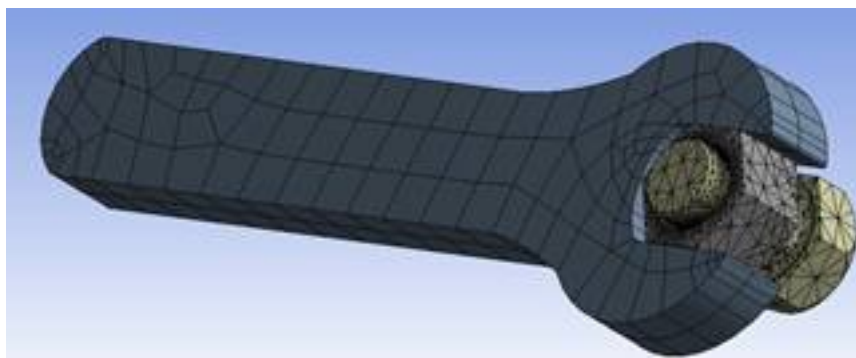
## ***Рисунок 2. Выбор материала***

Загружаем нашу геометрию (**Рисунок 3**) и задаем размер сетки конечных элементов (**Рисунок 4**) [1, с. 10].

| A |                           |
|---|---------------------------|
| 1 | Static Structural (ANSYS) |
| 2 | Engineering Data          |
| 3 | Geometry                  |
| 4 | Model                     |
| 5 | Setup                     |
| 6 | Solution                  |
| 7 | Results                   |

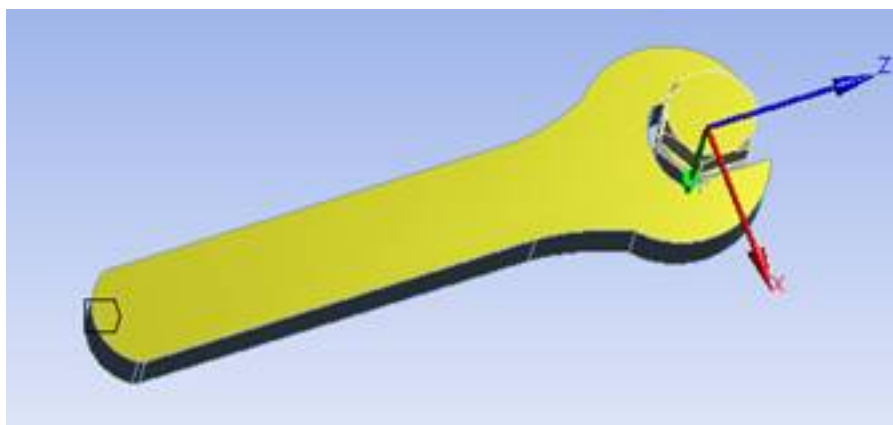
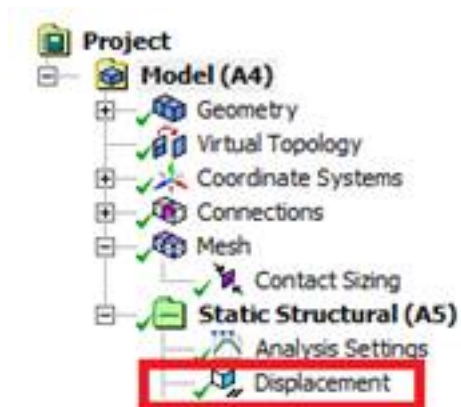


## ***Рисунок 3. Загруженная геометрия***



**Рисунок 4. Сетка конечных элементов**

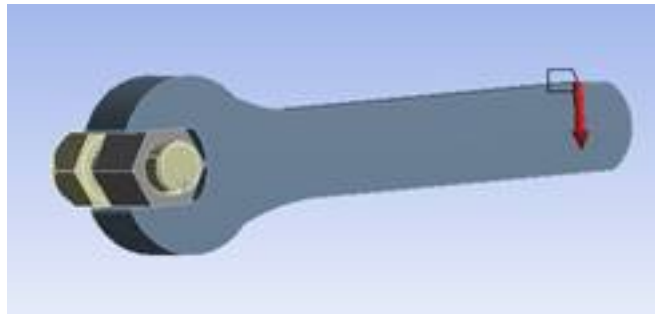
Фиксируем на нашей геометрии плоскости, которые не должны перемещаться при прикладывании нагрузки (**Рисунок 5**).



**Рисунок 5. Фиксация плоскости**

Задаем вектор силы и прикладываем нагрузку  $50 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , которая действует на рожковый ключ [1, с 13]. Направление вектора указано согласно направлению закручивания гайки на болте.

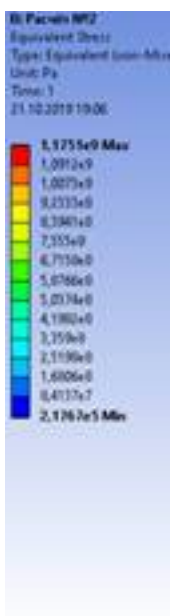
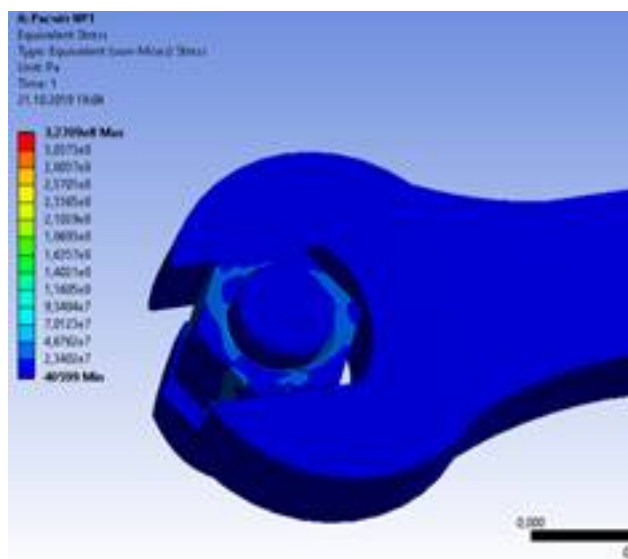
Выбираем в качестве заделки торцевую поверхность головки болта [3, с. 98], т.к. именно этот элемент являются неподвижными в процессе закручивания гайки.

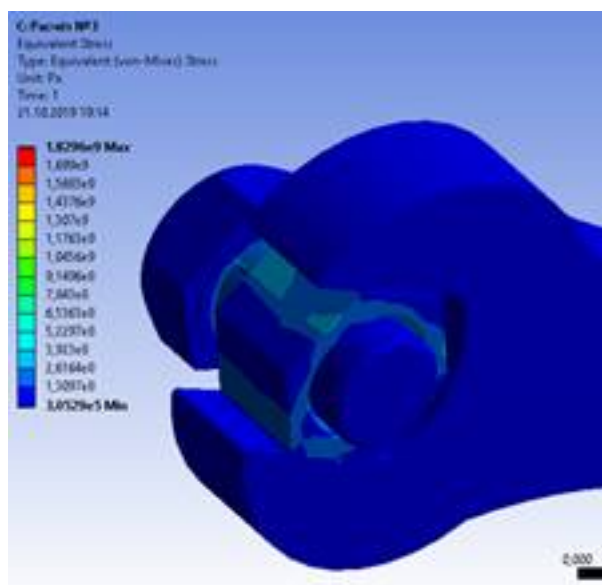


**Рисунок 6. Вектор силы и нагрузка на ключ**

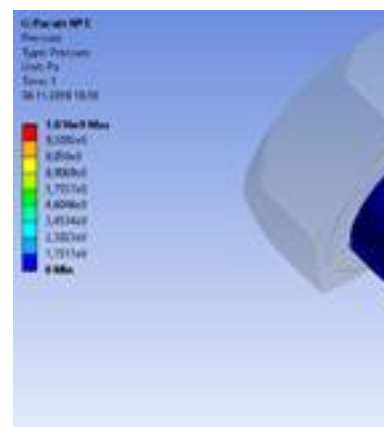
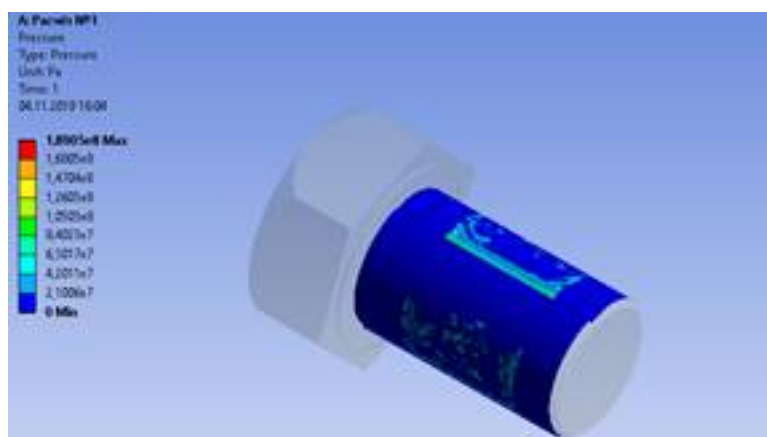
Повторяем все действия для оставшихся 2-ух экспериментов, изменяя при это лишь прикладываемую нагрузку.

В результате проведения 3-х экспериментов получаем величину эквивалентного напряжения (**Рисунок 8**) и контактного давления, которое будет испытывать наше соединение (**Рисунок 9**) [1, с. 17].





*Рисунок 8. Эквивалентное напряжение*



*Рисунок 9. Контактное давление*

На основании полученных результатов определяем усредненную величину контактного давления на рабочих поверхностях для 3-ёх экспериментов, которая будет равна:

- для первого эксперимента 100053602, 28 Па;
- для второго эксперимента 44535333 Па;
- для третьего эксперимента 60899875,85 Па

Рассчитываем силу нормального давления на контактных площадках для каждого из экспериментов:

$$N = P \cdot A; \quad (1)$$

$$N_1 = 10053602,28 \cdot 0,0006 = 6032 \text{ Н};$$

$$N_2 = 44535333 \cdot 0,0006 = 26721 \text{ Н};$$

$$N_3 = 60899875,85 \cdot 0,0006 = 35539,92 \text{ Н};$$

где  $P$  – давление в Па;  $A$  – площадь 3-ех контактных площадок в м<sup>2</sup>.

Определяем силу трению, которая препятствует разделению соединения:

$$P_{\text{т}} = \mu \cdot N; \quad (2)$$

$$P_{\text{т}1} = 0,15 \cdot 6032 = 904 \text{ Н};$$

$$P_{\text{т}2} = 0,15 \cdot 26721 = 4008,15 \text{ Н};$$

$$P_{\text{т}3} = 0,15 \cdot 35539,92 = 5330,99 \text{ Н};$$

где  $\mu$  – коэффициент трения;

$N$  – сила нормального давления.

Высчитываем момент трения в нашем соединении:

$$M_{\text{тр}} = P_{\text{тр}} \cdot r; \quad (3)$$

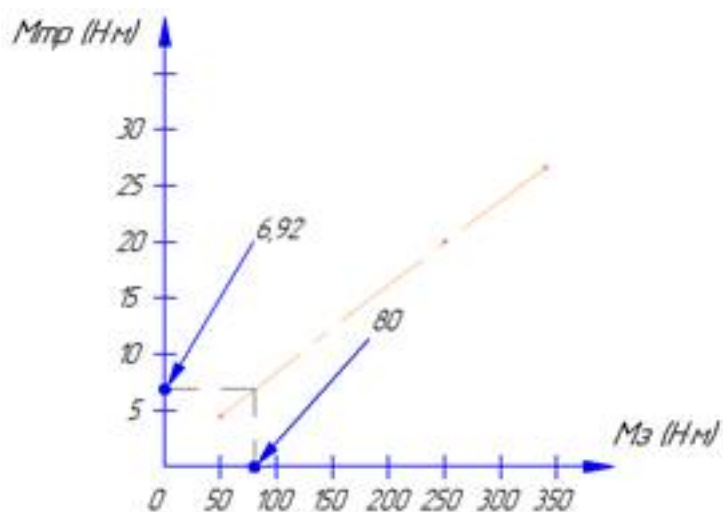
$$M_{\text{тр}1} = 904 \cdot 5,9 = 4,52 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{тр}2} = 4008,15 \cdot 5,9 = \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{тр}3} = 5330,99 \cdot 5,9 = \text{ Н} \cdot \text{м};$$

где  $P_{\text{тр}}$  – сила трения;  $r$  – радиус поверхности контакта.

На основании полученных данных строим графики зависимости.



**Рисунок 10. Зависимость момента трения от момента затяжки**

Полученные значения свидетельствуют о том, что данное соединение способно выполнять своё служебное назначение при моменте затяжки 80 Н·м, при этом коэффициенте запаса составляет 11%.

#### **Список литературы:**

1. Иванов Д. В., Даль А. В., Введение в Ansys Workbench: Учеб.-метод. пособие для студентов естественно-научных дисциплин. / Д. В. Иванов, А. В. Даль – Саратов: Амирит, 2016 – 56 с.
2. Е.В. Мурузина., М.С. Прокофьева, Резьбовые соединения: Методические указания/ Мурузина Е.В., Прокофьева М.С. Казань: КГАСУ, 2005. – 29с
3. Чигарев А.В., Кравчук А.С., Смалюк А.Ф., ANSYS для инженеров: Справ. Пособие. М: Машиностроение-1, 2004 – 512 с.