

УДК 620.172.212

*Н. В. Горбунов, Г. А. Ермолаев*

## **Анализ тензометрического датчика для нефтегазовой промышленности**

*Углеводородное сырье – краеугольный камень современной цивилизации. Оценка ресурсов существующих месторождений – важнейшее условие для принятия решения о целесообразности добычи с использованием новых технологий.*

*Обсуждаются результаты анализа и проектирования модели датчика натяжения каната для доставки специализированного оборудования в скважину для определения перспективности скважины. Расчеты проводились с использованием универсального программного комплекса анализа конечных элементов ANSYS.*

*Ключевые слова: напряженно деформационное состояние, тензометрический датчик, нефтегазовая промышленность, инвар, конструктивная прочность, жесткость*

### **Об авторах**

**Ермолаев Георгий Александрович** – студент кафедры проектирования электроники для установок «мегасайенс» государственного университета «Дубна». *E-mail:* ermolae.v.0000@hotmail.com. 141980 Московская обл., г. Дубна, ул. Университетская, 19.

**Горбунов Николай Васильевич** – кандидат технических наук, доцент, заместитель заведующего кафедрой проектирования электроники для установок «мегасайенс» государственного университета «Дубна».

Наша цивилизация в значительной степени зависит от углеводородных ресурсов. Извлечение и объем разведанных запасов нефти и газа из года в год увеличиваются, и этому в немалой степени способствует развитие науки и технологии нефтегазодобычи.

Большой интерес представляет исследование выработанных по старым методикам месторождений на перспективность добычи с использованием новых технологий. Это особенно важно с учетом того, что неизвлекаемый объем нефти при современном уровне цен и технологий составляет 65–70% запасов. Прорыв в этом направлении может изменить экономическую ситуацию в мире [1].

Для оценки перспективности месторождения необходимо доставить в глубину скважины исследовательское оборудование. Большой проблемой при этом становится безопасность и гарантированность как спуска, так и извлечения исследовательской аппаратуры из скважины. Основную роль при этом играют датчики натяжения талевого каната [2].

Для мониторинга натяжения талевого каната обычно используются тензометрические датчики. Они нашли широкое применение в различных областях науки и техники.

Но в случае их применения для исследования глубоких скважин возникает ряд непростых ограничений, важнейшими из которых является диаметр скважины, который определяет размер датчика и максимальную нагрузку, определяемую глубиной скважины и, соответственно, массой талевого каната.

Актуальность данной работы определяется отсутствием датчиков натяжения, обеспечивающих регистрацию силы натяжения в пределах 3000 Н при геометрических размерах менее 36 мм.

При разработке моделей конструкции датчика использовались следующие ограничения:

- максимальная нагрузка (вес) на разрыв –  $6,5 \times 10^4$  Н,
- рабочая нагрузка (постоянная) – 10000 Н,
- максимально допустимый диаметр – 36 мм,
- максимальный измеряемый вес – 3 т,
- крепление – болт М 10.

На рис. 1 приведен эскиз первого варианта конструкции датчика.

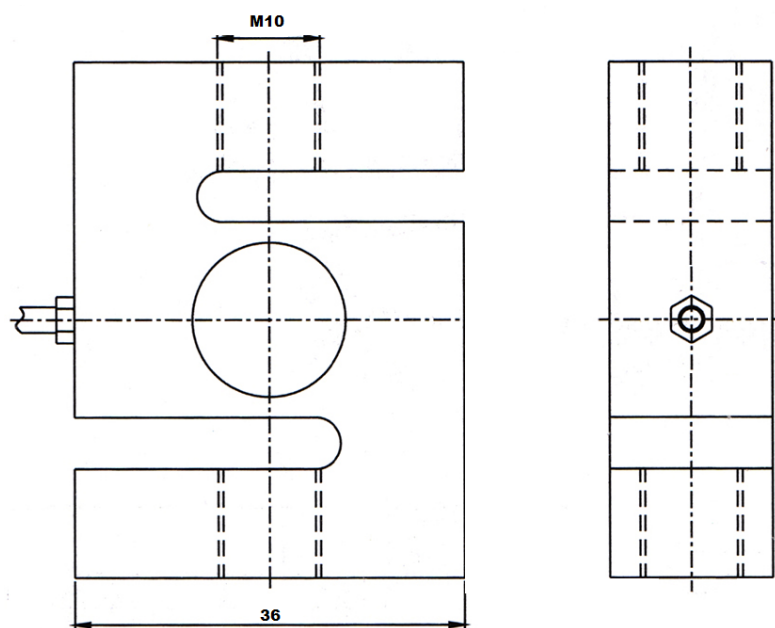


Рис. 1. Эскиз первой модели

Первым этапом разработки и анализа конструкции стал выбор материала датчика. Учитывая изменение температурного рельефа скважины, необходимо использовать материал, имеющий малую зависимость геометрических размеров от температуры. После исследования рынка материалов выбор сделан в пользу инвар 36Н [3]. Сплав 36Н характеризуется пределом текучести  $[\sigma_1] = 240$  МПа.

Так как детали и сооружения в целом должны безопасно работать и при этих неблагоприятных условиях, то необходимо принять определенные меры предосторожности.

С этой целью напряжения, которые обеспечивают безотказную работу (эксплуатации) изделия, должны быть ниже тех предельных напряжений, при которых может произойти разрушение или возникнуть пластические деформации [4; 5; 6].

Перейдем к расчетам первой модели тензометрического датчика. На рис. 2 приведена его расчетная схема.

Перейдем к расчетам первой модели тензометрического датчика. На рис. 2 приведена его расчетная схема.

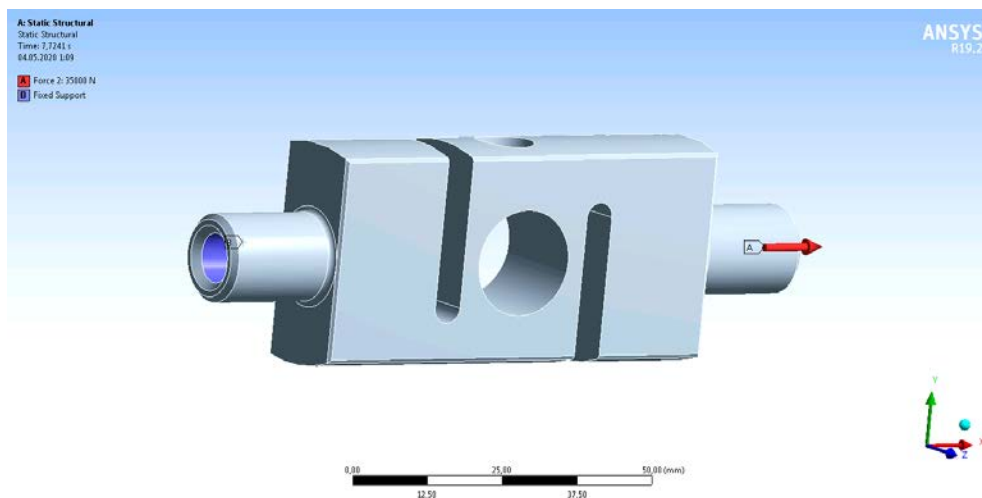


Рис. 2. Расчетная схема

Расчеты выполняем с использованием универсальной программной системы конечно-элементного анализа ANSYS [7; 8] и системы автоматизированного проектирования CATIA [9]. В программе выставим следующие параметры:

- напряжение (вес): 3500 Н (направление вдоль оси X, обозначено красной стрелочкой),
- материал: 36Н,
- соединение: жесткое,
- размер сетки: 1.5 мм,
- фиксация производится за отверстие под болт М10, обозначено синим (см. рис. 1).

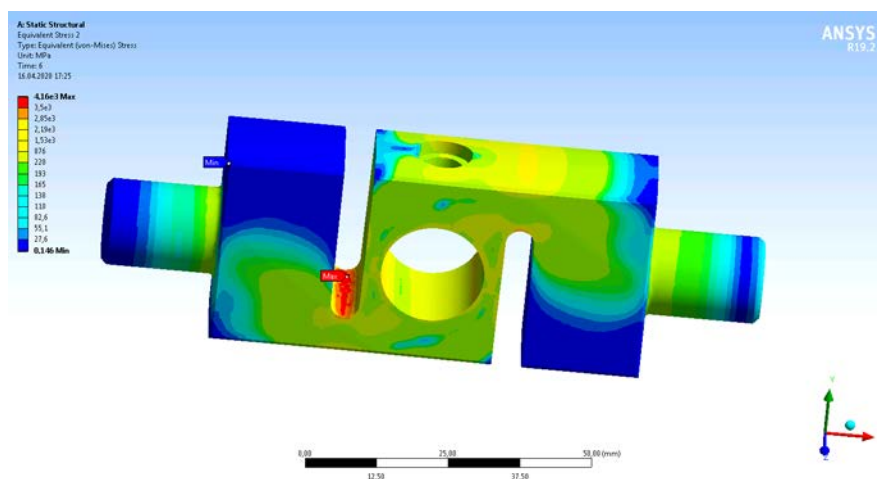


Рис. 3. Диаграмма напряжений для первой модели (Мизес, МПа)

Результаты моделирования показывают следующие характеристики:

$$\sigma_{Mises} = 4,16 \times 10^3 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_1] = 240 \text{ МПа}.$$

Так как  $\sigma_{Mises} > [\sigma_1]$ , следовательно, напряжение в модели существенно больше номинального допустимого напряжения для инвара 36Н и не соответствует требованиям по прочности.

По результатам выполненных расчетов напряженно-деформированного состояния

(НДС) модели датчика можно сделать следующие выводы:

- максимальные напряжения возникают в выемке конструкции;
- условия прочности не выполняются;
- требуется увеличение жёсткости конструкции.

Для увеличения жесткости уменьшим глубину выемки. Спроектируем модель № 2 и рассчитаем ее НДС.

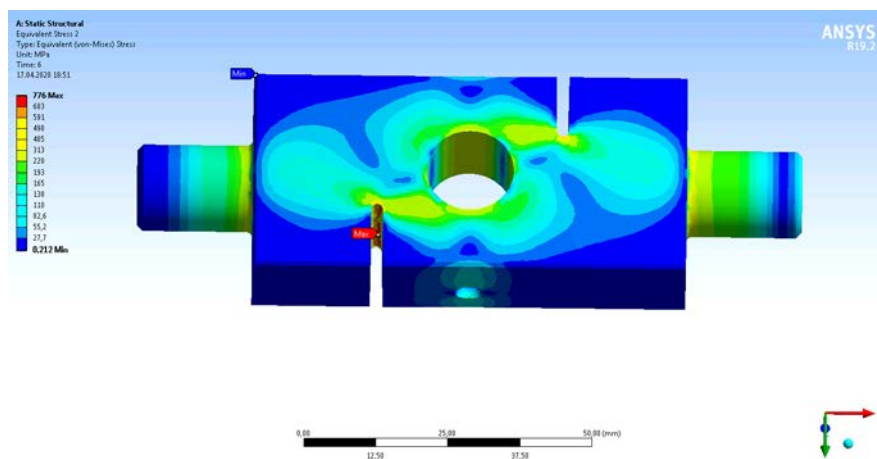


Рис. 4. Диаграмма напряжений для второй модели (Мизес, МПа)

Результаты моделирования показывают следующие характеристики:

$$\sigma_{Mises} = 776 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_1] = 240 \text{ МПа}.$$

Так как  $\sigma_{Mises} > [\sigma_1]$ , следовательно, модель не соответствует требованиям по прочности.

Спроектируем более жесткую модель, убрав полностью выемки, увеличив внутреннее отверстие и изменив его форму на овальную (рис. 5).

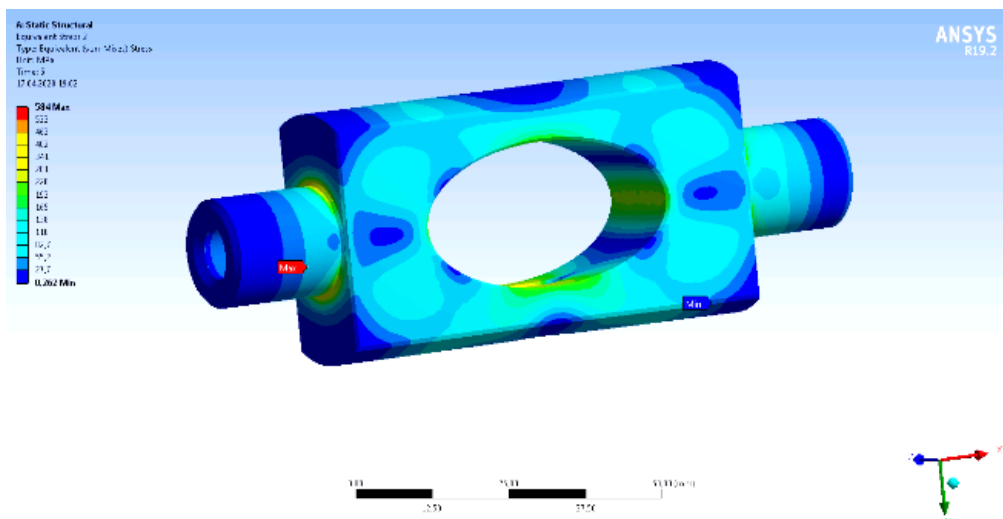


Рис. 5. Диаграмма напряжений для третьей модели (Мизес, МПа)

В результате моделирования получаем следующие характеристики:

$$\sigma_{Mises} = 584 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_1] = 240 \text{ МПа}.$$

Так как  $\sigma_{Mises} > [\sigma_1]$ , следовательно, модель не соответствует требованиям по прочности.

Анализируя третью модель, можно сделать вывод, что напряжение стало существенно меньше, но еще недостаточно. Наибольшее напряжение наблюдается в местах крепления. Для преодоления проблемы создадим четвертую модель (рис. 6) с распределенным напряжением в зоне крепления за счет придания этой области вытянутой формы.

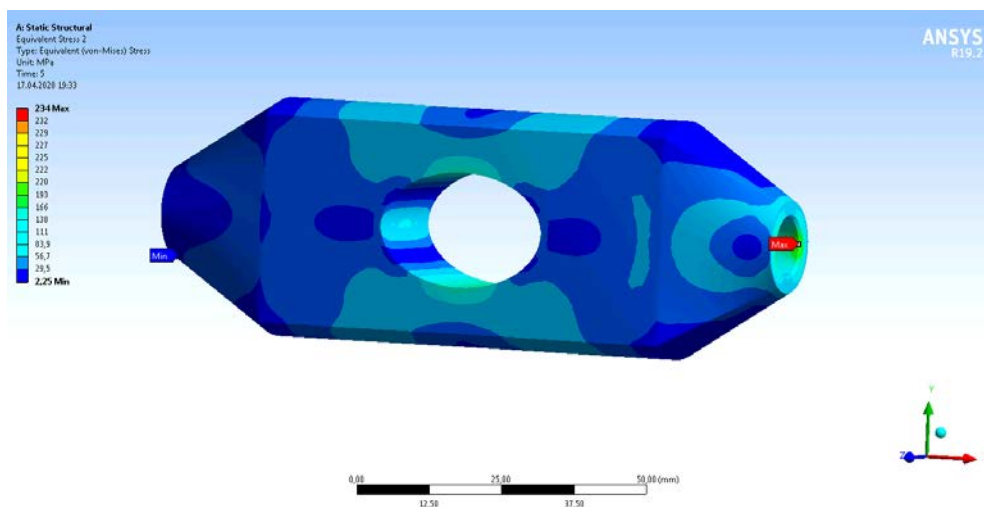


Рис. 6. Диаграмма напряжений для четвертой модели (Мизес, МПа)

В результате моделирования получаем следующие характеристики:

$$\sigma_{Mises} = 234 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_1] = 240 \text{ МПа}.$$

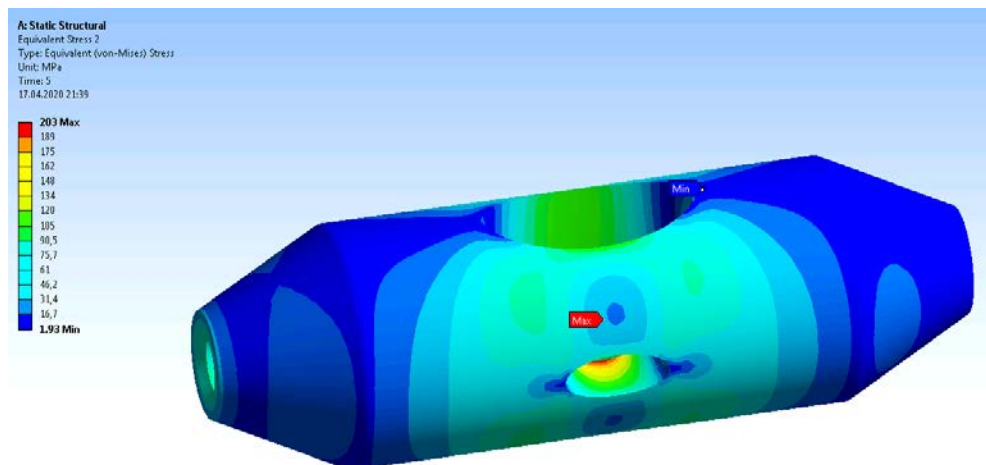


Рис. 7. Диаграмма напряжений для пятой модели (Мизес, МПа)

В результате моделирования получаем следующие характеристики:

$$\sigma_{Mises} = 203 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_1] = 240 \text{ МПа}.$$

Из расчетов напряжения для пятой модели видно, что  $[\sigma_1] > \sigma_{Mises}$ , и, следовательно, данная модель удовлетворяет требованиям с учетом запаса на прочность.

Сведем все полученные данные расчёта моделей на напряженно-деформированное состояние в одну таблицу (табл. 1).

Таблица 1. Значения НДС для всех моделей

	Максимальное напряжение (МПа)
Модель № 1	$4,16 \times 10^3$
Модель № 2	776
Модель № 3	584
Модель № 4	234
Модель № 5	203

Так же проверим напряжение модели для 6.5 т. Сделаем сводные таблицы для напряжения от 500 кг до 7 т.

Так как  $[\sigma_1] < \sigma_{Mises}$ , следовательно, модель соответствует требованиям прочности.

Но в этом случае нет запаса по прочности. Требуется модель с еще большей распределенной нагрузкой.

Таблица 2. Таблица значений НДС (от 500 кг до 7 т)

	Максимум [МПа]	Сила [N]
1	32.221	5000
2	64.441	10000
3	96.662	15000
4	161.1	25000
5	193.32	30000
6	225.55	35000
7	257.77	40000
8	289.99	45000
9	322.21	50000
10	354.43	55000
11	386.65	60000
12	418.87	65000
13	451.09	70000

Таблица показывает, какой нагрузке соответствует максимальное напряжение. Значение предела текучести  $[\sigma_1] = 240$  МПа обеспечивает возвращение материала в исходное состояние после равномерного растягивания. При превышении предела текучести материал не возвращается в исходное состояние, частично будет разрушена структура конструкции датчика. Прочность на разрыв  $[\sigma_1] = 430$  МПа показывает, что при превышении этого значения конструкция полностью разрушится. Расчеты показывают, что пятая модель может выдержать нагрузку в 7 т.

Проведенный анализ спроектированной модели конструкции датчика натяжения талевого каната методом напряженно-деформированного состояния показывает целесообразность дальнейших работ в этом направлении. Результаты обнадеживают и позволяют перейти к выполнению конструкции в материальном исполнении с дальнейшим исследованием и сравнением полученных результатов с результатами моделирования.

### Библиографический список

1. Государственная публичная научно-техническая библиотека России. Освоение нефтяных горизонтов. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.gpntb.ru/vystavki-v-gpntb-rossii/2019-god/113-chitatelnyam/6/6442-osvoenie-neftyanykh-gorizontov.html>, свободный.
2. ГОСТ 16853-88 Канаты стальные талевые для эксплуатационного и глубокого разведочного бурения. Технические условия. Утвержден и введен в действие Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 24.05.88 N 1444. – Режим доступа: <https://pdf.standartgost.ru/catalog/Data2/1/4294835/4294835733.pdf>, свободный.
3. ГОСТ 14080–78 Лента из прецизионных сплавов с заданным температурным коэффициентом линейного расширения. Технические условия. Утв. и введен в действие Постановлением Государственного комитета стандартов Совета Министров СССР от 09.03.78 N 639. – Режим доступа: <http://docs.cntd.ru/document/gost-14080-78>, свободный.
4. Филоненко-Бородич М.М. Теория упругости. М.: Гос. изд-во физико-математ. лит-ры, 1959. 364 с.
5. Колтунов М.А., Кравчук А.С., Майборода В.П. Прикладная механика деформируемого твердого тела. М.: Высш. шк., 1983. 484 с.
6. Костенко Н.А., Балясникова С.В., Волошановская Ю.Э., Гулин М.А., Русанова Е.М., Тихонова О.Н., Юматов В.П. Сопротивление материалов. М.: Высш. шк., 2004. 432 с.
7. Универсальная программная система конечно-элементного анализа ANSYS. – Режим доступа: <https://www.ansys.com>, свободный.
8. Басов К.А. CATIA и ANSYS. Твёрдотельное моделирование. М.: ДМК-Пресс, 2009. 240 с.
9. Система автоматизированного проектирования CATIA. – Режим доступа: <https://www.3ds.com/ru/produkty-i-uslugi/catia>, свободный.

Поступила в редакцию  
28.08.2020