

УДК 622.692

## НОВАЯ КОНСТРУКЦИЯ НАСОСНОЙ ШТАНГИ

Бахтизин Р.Н., Уразаков К.Р., Ризванов Р.Р.<sup>1</sup>

*Уфимский государственный нефтяной технический университет, г.Уфа  
e-mail: <sup>1</sup>ramil@rbctmail.ru*

**Аннотация.** Одним из основных факторов, сдерживающих полное использование глубоких добывающих скважин (3500...4000 м), является качество штанговых колонн. Разработана принципиально новая конструкция штанги для глубоких, малодобитных скважин. Оптимизация новой конструкции методом конечных элементов позволила снизить напряжения в новой насосной штанге.

**Ключевые слова:** глубокие скважины, насосная штанга, метод конечных элементов

Одним из основных факторов, сдерживающих полное использование потенциальных возможностей глубоких добывающих скважин (3500...4000 м), является качество штанговых колонн. Практика показывает, что на штангах, выпускаемых отечественной промышленностью, насос диаметром 28 мм может быть спущен на максимальную глубину 2000 м, а с большим диаметром, естественно еще меньше. При этом, добывные возможности скважин используются лишь на 40...50 процентов. Это вынуждает искать новые конструктивные решения насосной штанги.

Причиной низкого качества штанг является существующая технология их производства. Изготовление стандартной насосной штанги производится высадкой головки штанги при высокотемпературном нагреве в 5 переходов (рис. 1). Это приводит к снижению технической характеристики штанг из-за нарушений исходной микроструктуры металла и соосности головки штанг (рис. 2), вызывающие дополнительные изгибающие моменты при их эксплуатации, а так же к повышению стоимости производства. Для выявления слабых элементов насосной штанги выполнено компьютерное моделирование.

### Моделирование стандартной конструкции

Моделирование проводилось при условии статического осевого нагружения соединительного узла двух насосных штанг муфтой. Геометрия всех деталей смоделирована согласно ГОСТ. Конечно-элементным анализом получены карты напряжений, которые соответствуют цветовой шкале, изображенной на рис. 3. Согласно шкале, темно синим и красным цветом обозначены, соответственно, участки с напряжением менее 50 и более 300 МПа. Распределение напряжений для внутренних цветов – линейное.

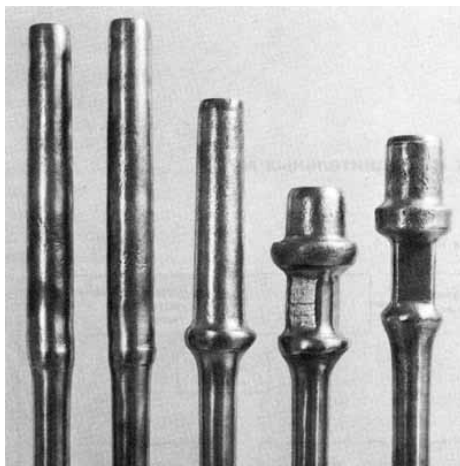


Рис. 1. Этапы высадки головки штанги

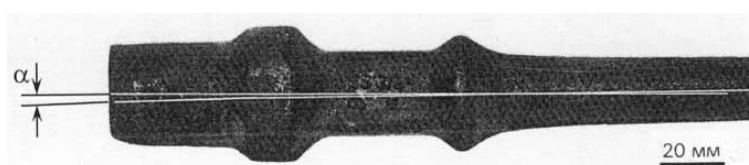


Рис. 2. Соосность головки штанги в процессе высадки



Рис. 3. Шкала цветового обозначения напряжений.

Карта внутренних напряжений приведена для сечения соединительного узла на рис. 4, внешние напряжения показаны на рис. 5.

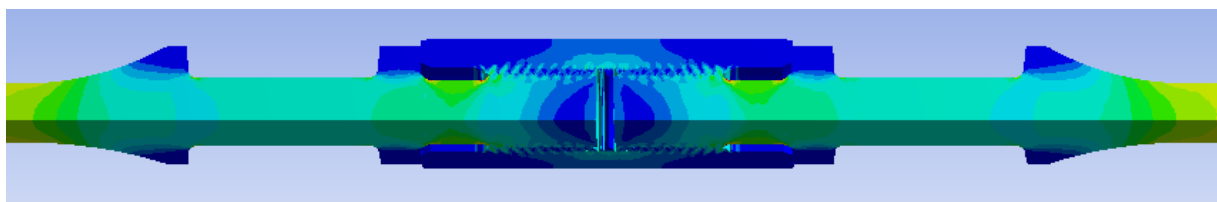


Рис. 4. Стандартная насосная штанга. Напряжения в сечении.

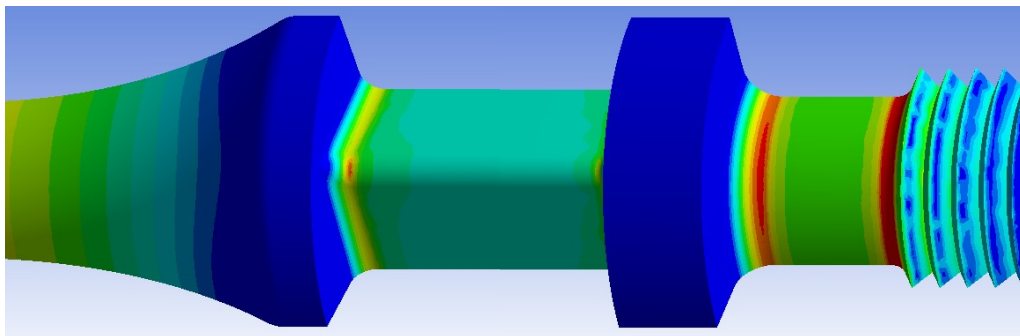


Рис. 5. Стандартная насосная штанга, поверхностные напряжения

Результаты показали, что области максимальных напряжений сосредоточены на поверхностной части головки штанги: на переходе квадратного-круглого сечения и на скруглениях разгрузочной канавки. На последней максимальное напряжение составляет 365 МПа.

### Новая насосная штанга

Для устранения указанных недостатков, предлагается принципиально новая конструкция штанги (далее – новая штанга), состоящая из отдельных элементов (в отличие стандартной монолитной): тело штанги – 1; упорное кольцо – 2; головка – 3, имеющая внешнюю резьбу; головка, имеющая внутреннюю резьбу – 4 (рис. 6, 7) [1].

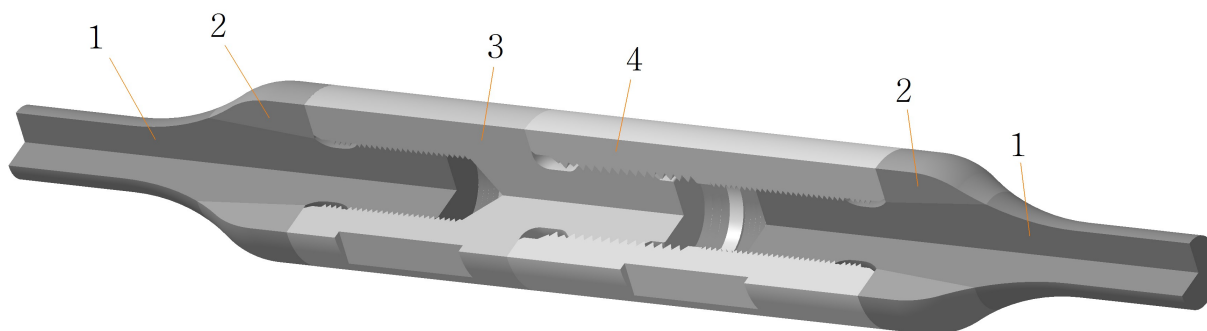


Рис. 6. Новая конструкция насосной штанги в сечении:

- 1 – тело штанги;
- 2 – упорное кольцо;
- 3 – головка, имеющая внешнюю резьбу;
- 4 – головка, имеющая внутреннюю резьбу

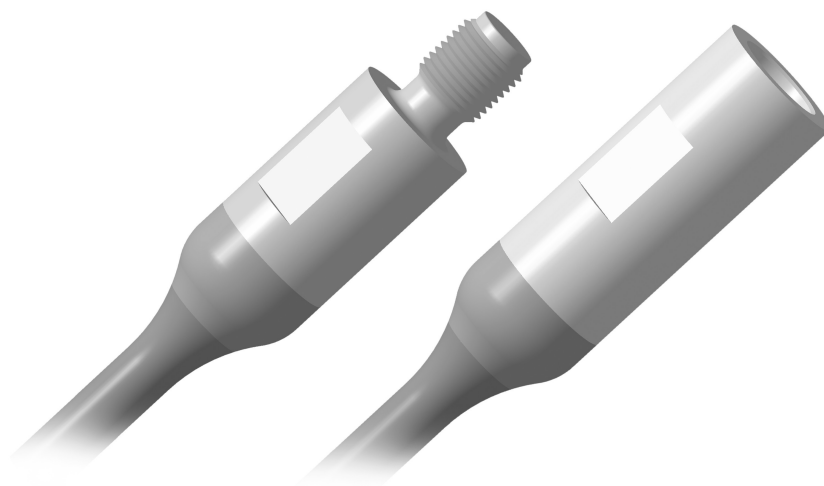


Рис. 7. Головки новой насосной штанги в сборе.

Предлагаемая конструкция позволяет изготовить насосную штангу с высадкой в 1 переход при низкотемпературном нагреве, что дает возможность сохранить исходную микроструктуру материала.

Совершенствование конструкции новой насосной штанги реализовано итерационным редактированием геометрии штанги и моделированием на ПЭВМ методом конечных элементов минимизацией возникающих напряжений.

Условия нагружения образцов при моделировании всех вариантов штанги идентичны.

### **Вариант 1. Начальная версия конструкции насосной штанги**

Моделированием (рис. 8, 9) выявлены места скопления напряжений более 300 МПа (рис. 10, 11), расположенные в следующих областях:

- галтель тела штанги (1);
- резьба, примыкающая к конусу головки штанги (2);
- внутренняя канавка муфты (3);
- канавка главной резьбы переводника (4,5);
- остатки мелко-профильной резьбы переводника (6);

Для снижения напряжений, внесены конструктивные коррективы:

- увеличен радиус закругления галтели тела штанги
- резьба, примыкающая к конусу головки, заменена разгрузочной канавкой
- устранена внутренняя канавка муфты
- увеличен радиус закругления разгрузочной канавки основной резьбы переводника

переводника

- увеличена толщина стенки муфты и переводника

Анализ решений приведен во втором варианте конструкции.

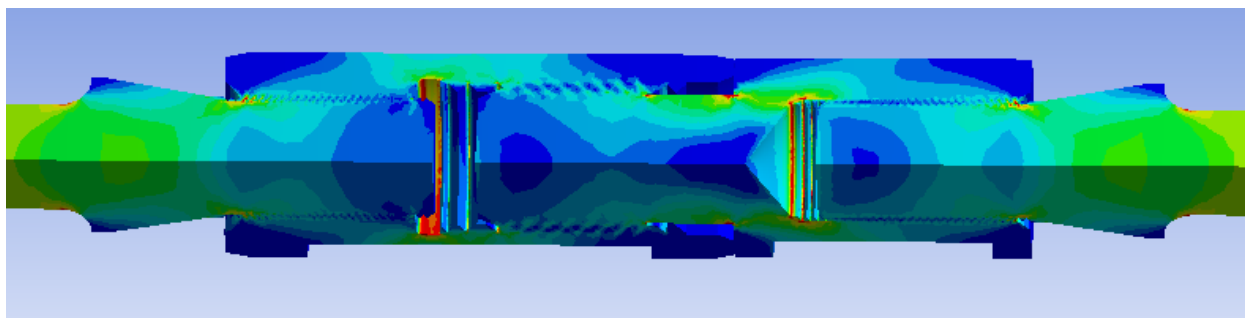


Рис. 8. Вариант 1. Распределение напряжений внутри узла

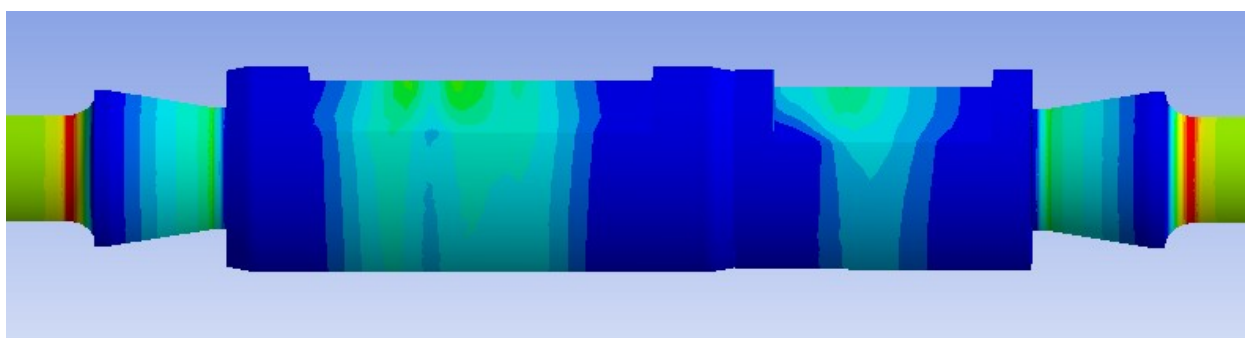


Рис. 9. Вариант 1. Распределение внешних напряжений

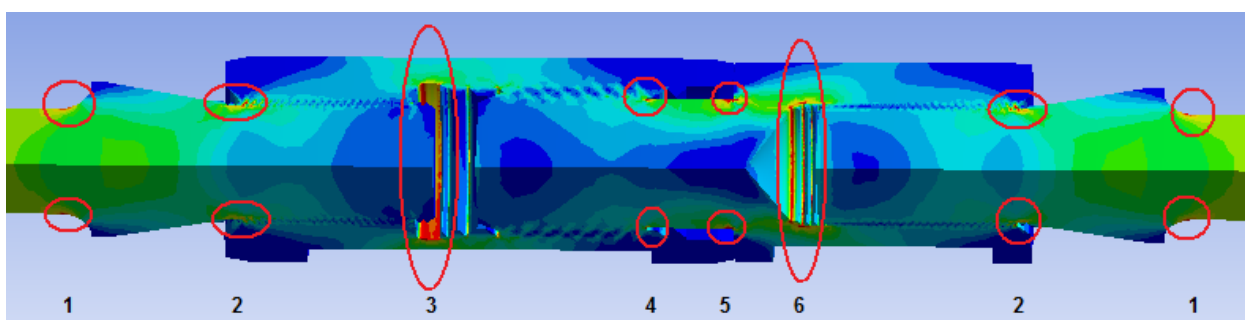


Рис. 10. Вариант 1. Распределение напряжений внутри узла.  
Обозначены места скопления напряжений

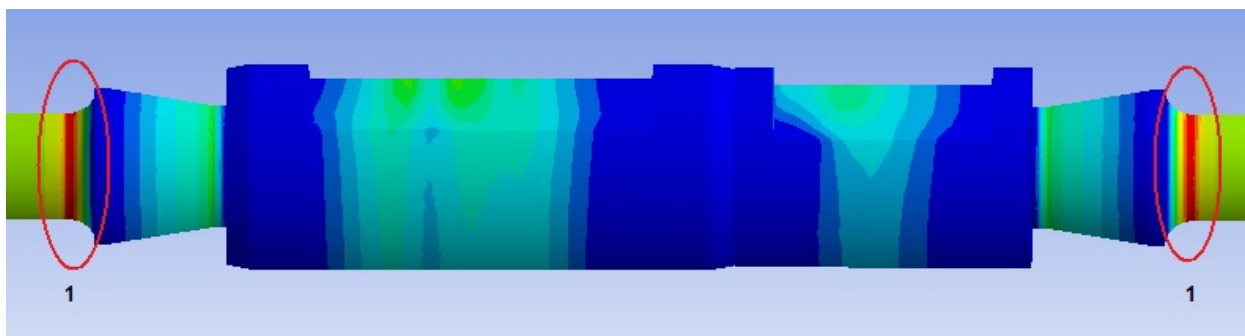


Рис. 11. Вариант 1. Распределение внешних напряжений.  
Обозначены места скопления напряжений

## Вариант 2

Результаты моделирования (рис. 12 - 14) свидетельствуют, что данная конструкция имеет существенные преимущества по сравнению с вариантом 1, за счет исключения основных областей высокого напряжения первого варианта. Однако, области высокого напряжения возникли на разгрузочной канавке тела штанги и сохранились на разгрузочной канавке переводника, увеличение радиуса закругления на 1 мм, второй итерации оказалось недостаточным, в связи с этим, возникла необходимость:

- увеличения радиуса закругления на разгрузочной канавке переводника
- увеличения радиуса закругления на разгрузочной канавке тела штанги
- увеличения ширины разгрузочной канавки тела штанги

Анализ решений приведен в третьем варианте конструкции.

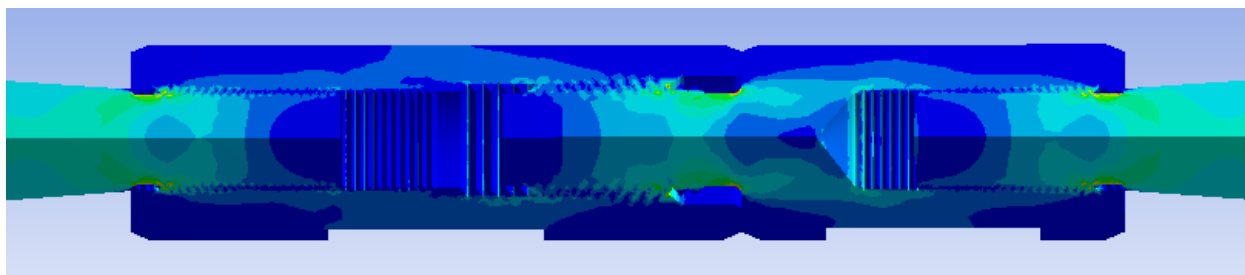


Рис. 12. Вариант 2. Распределение напряжений внутри узла

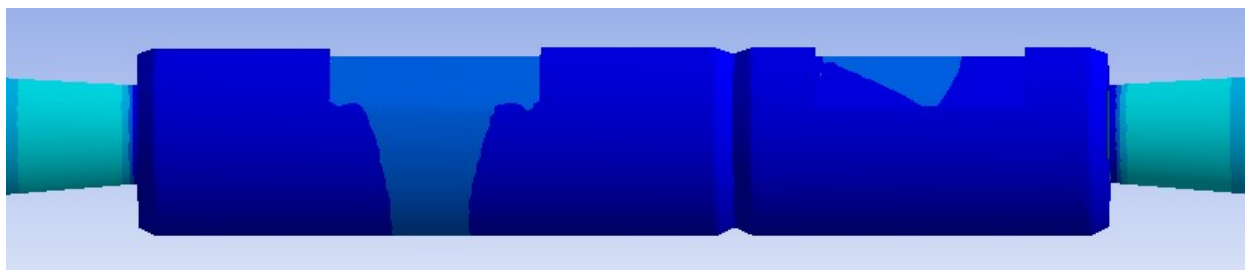


Рис. 13. Вариант 2. Распределение внешних напряжений

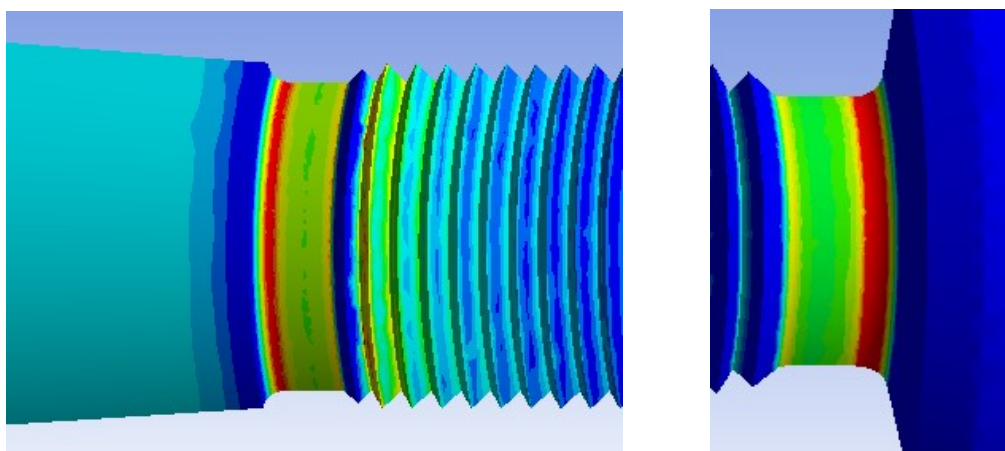


Рис. 14. Вариант 2. Разгрузочные канавки тела штанги и переводника.

### Вариант 3

Моделирование (рис. 15 - 18) показывает, что от напряженных участков второго варианта удалось избавиться. Дальнейшее увеличение радиуса закругления в разгрузочной канавке тела штанги приведет к уменьшению диаметра и образованию участка повышенного напряжения, а при увеличении радиуса закругления в разгрузочной канавке переводника, теряется совместимость со стандартизованной муфтой. Величину радиуса закругления разгрузочных канавок высаженной части головки штанги и переводника считаем приемлемыми. В результате оптимизации удалось снизить максимальное напряжение на 20 % по сравнению со стандартной штангой. Таким образом, получена усовершенствованная, равнопрочная конструкция штанги, с напряжением, не превышающим 291 МПа.

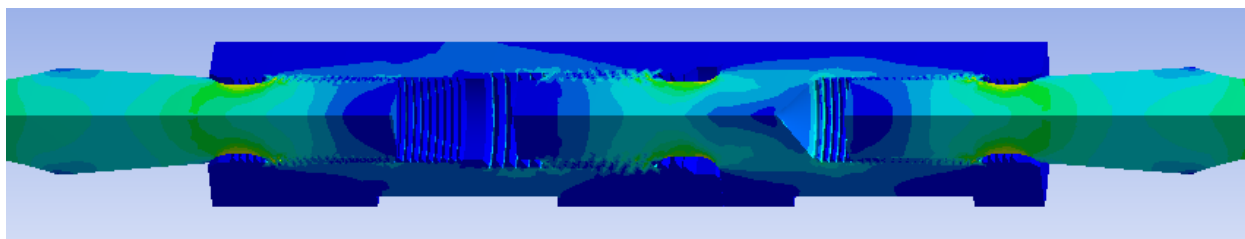


Рис. 15. Вариант 2. Распределение напряжений внутри узла

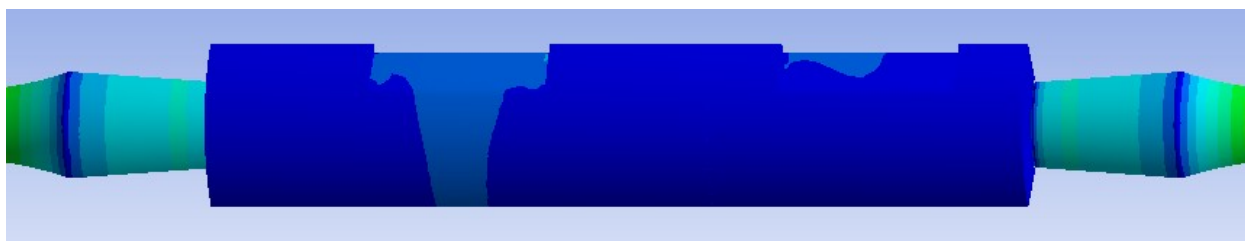


Рис. 16. Вариант 2. Распределение внешних напряжений

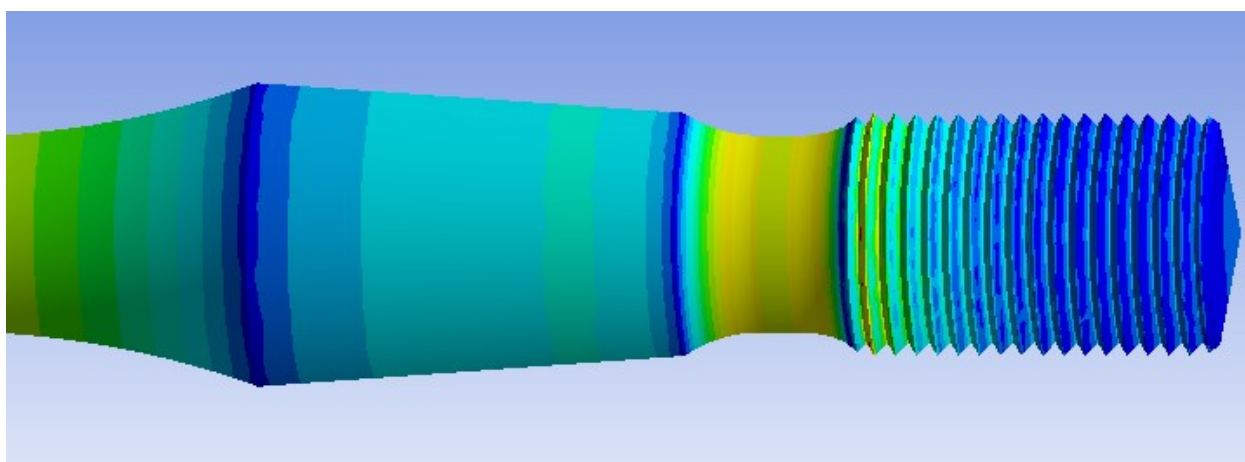


Рис. 17. Вариант 3. Поверхность головки тела штанги

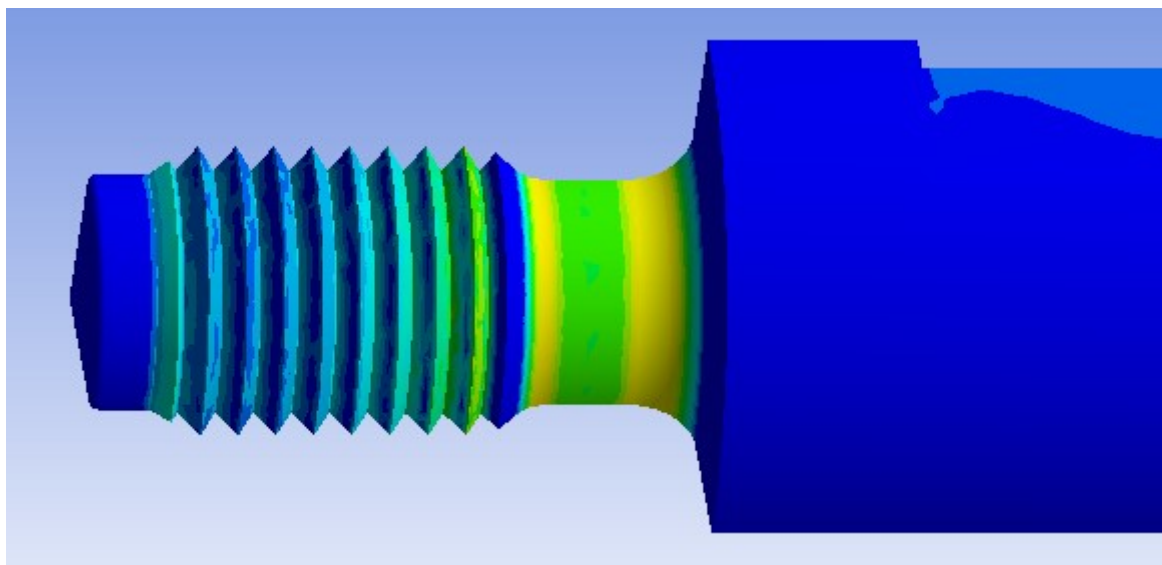


Рис. 18. Вариант 3. Поверхность разгрузочной канавки переводника

### Выводы

1. Разработана принципиально новая конструкция насосной штанги для глубоких, малодебитных скважин.
2. Оптимизацией новой конструкции методом конечных элементов максимальное напряжение, возникающее в штангах при их эксплуатации, снижено на 20 % по сравнению со стандартной штангой.

### Литература

1. Уразаков К.Р., Газаров А.Г., Валиахметов О.Р., Бахтизин Р.Н., Мулюков Р.Р., Трубин М.В., Иконников И.И. Свидетельство на полезную модель № 86647, «Насосная штанга для глубинного насоса».
2. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. 542 с.
3. Зенкевич О., Морган К. Конечные элементы и аппроксимация. М.: Мир, 1986. 318 с.
4. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов. М.: Мир, 1979. 393 с.



## NEW SUCKER ROD DESIGN

R.N. Bakhtizin, K.R. Urazakov, R.R. Rizvanov <sup>1</sup>

*Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, Russia*

*e-mail: <sup>1</sup>ramil@rbcmail.ru*

**Abstract.** *One of the general factors, restraining full usage of the deep oil wells (3500:4000 m) is the sucker rod quality. Proposed a fundamentally new design of sucker rod for deep, marginal wells. Using finite element modeling, optimization of the new sucker rod design enabled to reduce stress in a new sucker rod.*

**Keywords:** *deep oil wells, sucker rod, finite element modeling*

### References

1. Urazakov K.R., Gazarov A.G., Valiakhmetov O.R., Bakhtizin R.N., Mulyukov R.R., Trubin M.V., Ikonnikov I.I. Svidetel'stvo na poleznuyu model' № 86647, "Nasosnaya shtanga dlya glubinnogo nasosa". Utility patent № 86647 of Russian Federation, " Sucker rod for downhole pump".
2. Zenkevich O. Metod konechnykh elementov v tekhnike (The finite element method in engineering). Moscow: Mir, 1975. 542 p.
3. Zenkevich O., Morgan K. Konechnye elementy i approksimatsiya (Finite elements and approximation). Moscow: Mir, 1986. 318 p.
4. Segerlind L. Primenenie metoda konechnykh elementov (Applications of the finite element method). Moscow: Mir, 1979. 393 p.