

В.П. Соколова
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия, vlada.bishop@yandex.ru

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИИ РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКОГО УПЛОТНЕНИЯ НА КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В МАТЕРИАЛАХ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ

Аннотация

В работе рассмотрено резинометаллическое уплотнение, создана его расчётная двухмерная осесимметричная конечно-элементная модель. Проведённые расчёт и оценка уплотнения по критерию уплотняемости в условиях поджатия трубой и под давлением продемонстрировали контактные напряжения равные 2,65 МПа и 13,6 МПа соответственно. Было спроектировано уплотнение новой формы, создана его расчётная двухмерная осесимметричная конечно-элементная модель. Расчёт и оценка нового уплотнения по критерию уплотняемости показали контактные напряжения равные 4,33 МПа и 14,7 МПа соответственно, что выше аналогичных напряжений у существующего уплотнения. Сравнительный анализ характеристик существующего и нового уплотнений выявил, что ширина контакта существующего уплотнения — $3,2 \cdot 2$ мм, в то время как ширина контакта нового уплотнения, как демонстрируют эпюры, больше и равна $4,59 \cdot 2$ мм, следовательно, у нового уплотнения выше свойство уплотняемости. Таким образом, новое уплотнение лучше по характеристикам герметичности.

Ключевые слова: резинометаллическое уплотнение, напряжения фон Мизеса, контактные напряжения, уплотнения в роторном двигателе.

Введение

Работа содержит расчёт на герметичность резинометаллического уплотнения. Целью работы является анализ влияния геометрии резинометаллического уплотнения на контактные напряжения в материалах трибосопряжения. Объектом исследования выступает резинометаллическое уплотнение, а предмет исследования представляет собой напряжённо-деформированное состояние уплотнения [1].

Актуальность работы заключается в том, что резинометаллические уплотнения играют важную роль в работоспособности различных конструкций, обеспечивая герметичность при высоких давлениях, при этом не разрушаясь. Уплотнения предотвращают утечки и обеспечивают целостность системы, ограничивая жидкости и газы в определённой полости конструкции. Обеспечить это позволяет особенность эластомерных прокладок к заполнению пространства между объединяемыми поверхностями деталей при сжатии. Высокие показатели давления в 40 МПа и выше требуют от уплотнения соответствующих характеристик. Если по определению герметичность подразумевает недопущение протекания, превышающего допустимые значения [2], то при высоких давлениях любая протечка способна привести к критическим последствиям [3]. Применение анти-экструзионных колец гарантирует сохранение положения и целостности во время установки и эксплуатации. Фиксирующая функция делает такие уплотнения

подходящими для требовательных и критических уплотнительных сред, обеспечивая повышенную безопасность и производительность. Поэтому, критериями работоспособности уплотнений, работающих при высоких давлениях, являются прочность, герметичность и анти-экструзия [4].

Условия высокого давления наблюдаются в нефтяной, нефтехимической и газовой промышленности, энергетической промышленности, оборудовании для глубоководного бурения, гидравлических прессах, а также в химической промышленности и двигателестроении [5]. Уплотнения авиационных двигателей обеспечивают безопасность за счёт предотвращения утечек масла и охлаждающей жидкости, а также препятствуют попаданию посторонних предметов, что могло бы привести к повреждению двигателя или отказу [6]. К другим преимуществам назначения уплотнений в двигателестроении относятся поддержание системы смазки и охлаждения, минимизация утечек, из чего следует экономия топлива и снижение выбросов. Уплотнения защищают двигатель и его компоненты от износа, что повышает общую долговечность [7].

S-образное уплотнение могут выдерживать высокое давление и высокие температуры [8], они представляют собой компактное цельное эластомерное уплотнение, которое включает в себя два металлических антиэкструзионных пружинных кольца, находящихся во внешних краях уплотнения (Рисунок 1).



Рисунок 1 – Пружинное уплотнение

Методы и материалы

Нелинейные свойства резины задаются с помощью нелинейной диаграммы деформирования материала. [9]. При этом закон деформирования материала (Рисунок 2) должен быть обратимым [10].

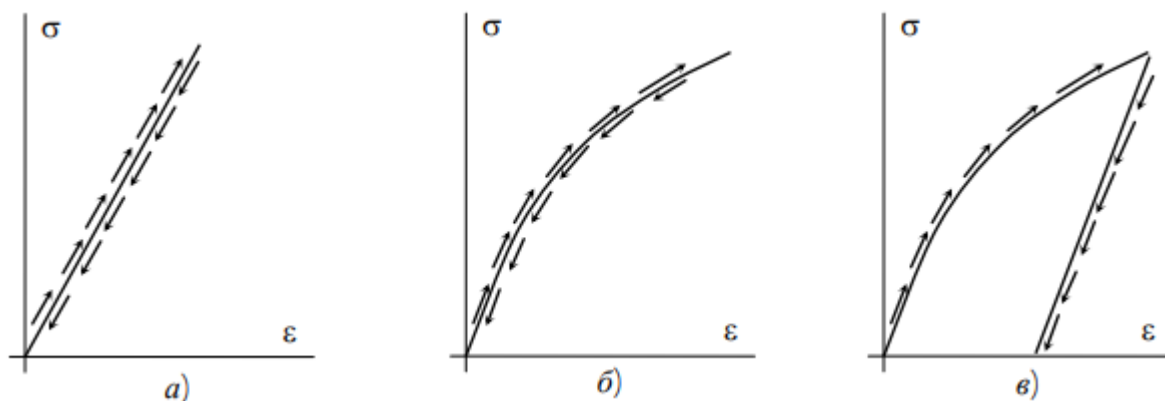


Рисунок 2 – Закон деформирования тела: а) из линейно упругого материала; б) из нелинейно упругого материала; в) из нелинейно пластического материала

Для достижения поставленной цели методом конечных элементов была создана конечно-элементная модель (КЭМ) в программном комплексе ABAQUS.

Объект исследования представлен резинOMETаллическим уплотнением и состоит из резиновой прокладки и двух медных пружин (заменённых на кольца при моделировании), также в конструкцию входят стальная канавка и поджимающая стальная труба.

В качестве исходных данных была предоставлена информация о геометрических параметрах существующего резинового уплотнения и канавки, в которое оно устанавливается, для более наглядного представления в SolidWorks была смоделирована трёхмерная (3D) модель существующего уплотнения (рисунок 3).

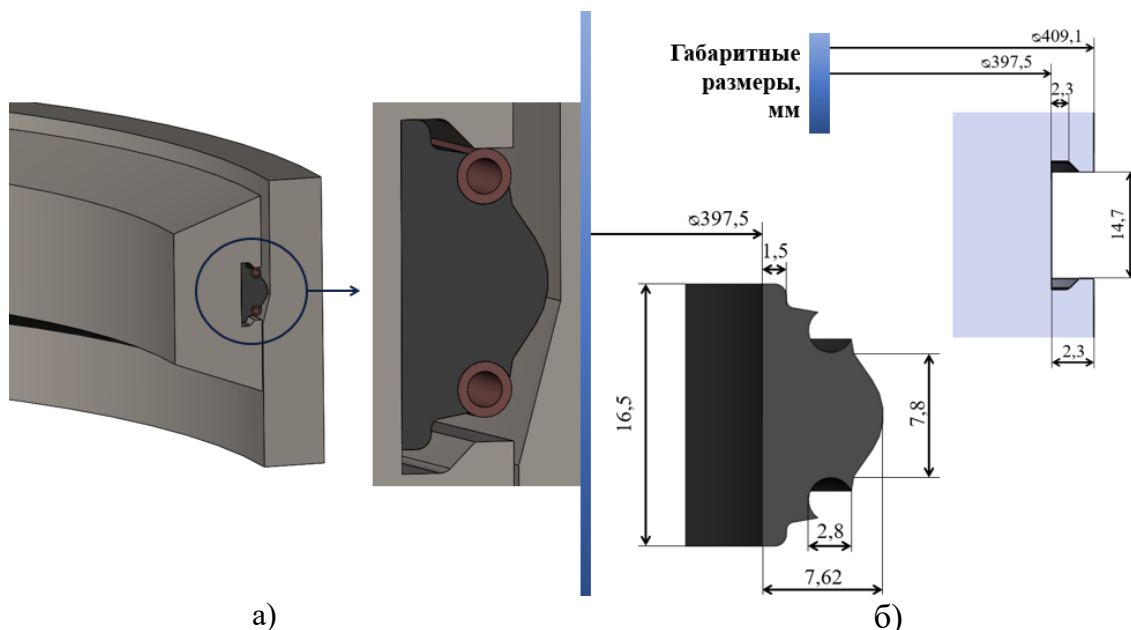


Рисунок 3 – Конструкция существующего уплотнения: а) сечение 3D модели; б) геометрические параметры резинового уплотнения, мм

В качестве задаваемых физико-механических свойств материала были использованы следующие упругие постоянные C_{ij} : $C_{10} = 1.592$ МПа, $C_{02} = 0.81$ МПа. Модуль упругости резины $E = 9,55$ МПа при установке в конструкцию при $T = 20^\circ$. Модуль упругости стали $E = 2 \cdot 10^5$ МПа и меди $E = 1,2 \cdot 10^5$ МПа. Коэффициент Пуассона стали $\nu = 0,3$ и меди $\nu = 0,33$.

Для описания физической нелинейности поведения резины при деформировании в расчётах применяется упругий потенциал полиномиальной формы в виде:

$$U = \sum_{i,j} C_{ij} (\bar{I}_1 - 3)^i \cdot (\bar{I}_2 - 3)^j + \sum_i \frac{1}{D_1} (J - 1)^{2i} \quad (1)$$

Результаты и обсуждение

Результаты расчёта КЭМ демонстрируют на эпюре контактного взаимодействия существующего уплотнения при поджатии трубой (Рисунок 4) ширину контакта резиновой прокладки с поджимаемой трубой равным $3,2 \cdot 2$ мм и максимальное значение контактных напряжений 5,26 МПа.

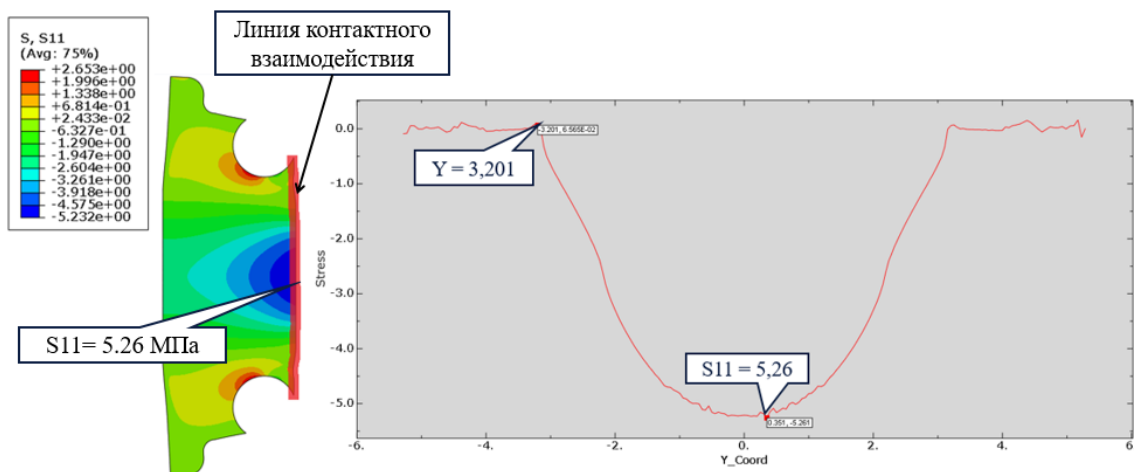


Рисунок 4 – Эпюра контактного взаимодействия существующего резинового уплотнения при поджатии труб

Эпюра контактного взаимодействия существующего уплотнения под давлением (Рисунок 5) показывает, что контактные напряжения с учётом давления равны 13,6 МПа.

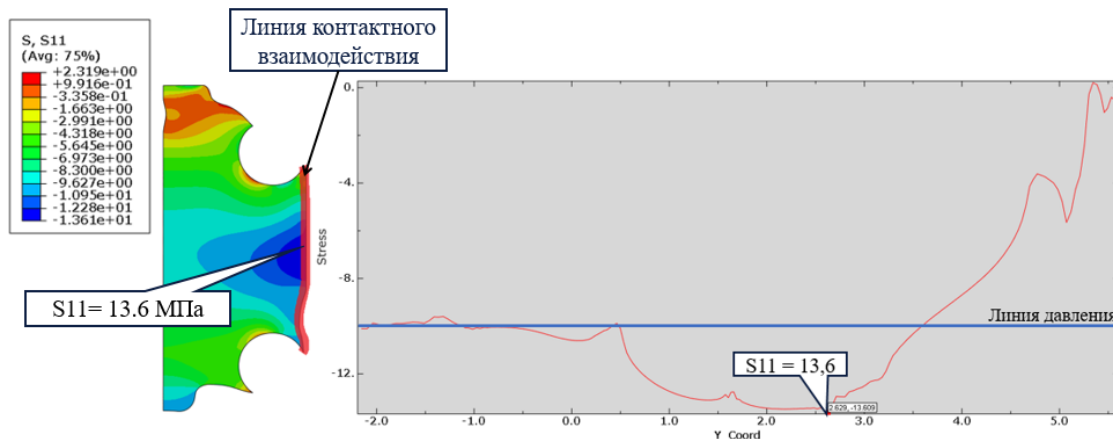
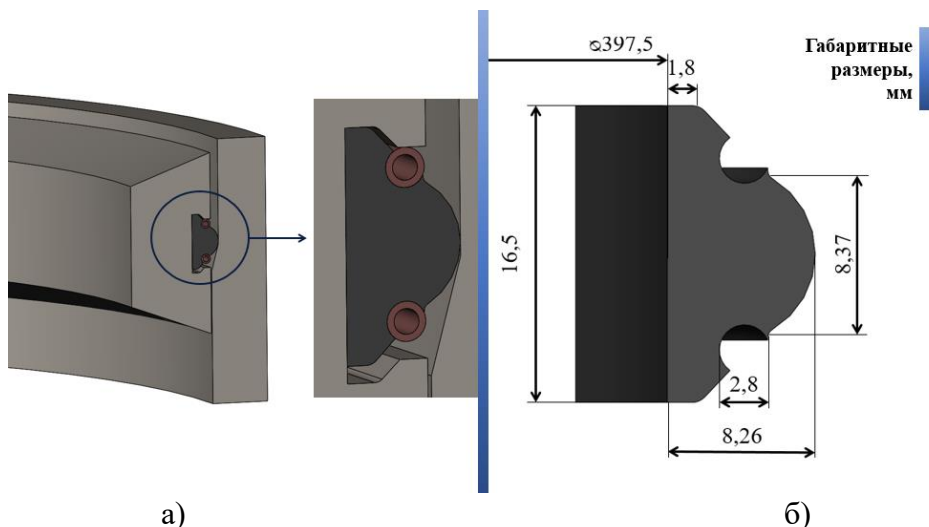


Рисунок 5 – Эпюра контактного взаимодействия существующего уплотнения под давлением

Было спроектировано уплотнение новой формы (Рисунок 6). Изменилась высота уплотнения и выступы в основании канавки.



а) б)
Рисунок 6 – Конструкция нового уплотнения: а) сечение 3D модели;
б) геометрические параметры резинового уплотнения, мм

Результаты расчёта КЭМ демонстрируют на эпюре контактного взаимодействия нового уплотнения при поджатии трубой (Рисунок 7) ширину контакта резиновой прокладки с поджимаемой трубой равным $4,59 \cdot 2$ мм и максимальное значение контактных напряжений 7,51 МПа.

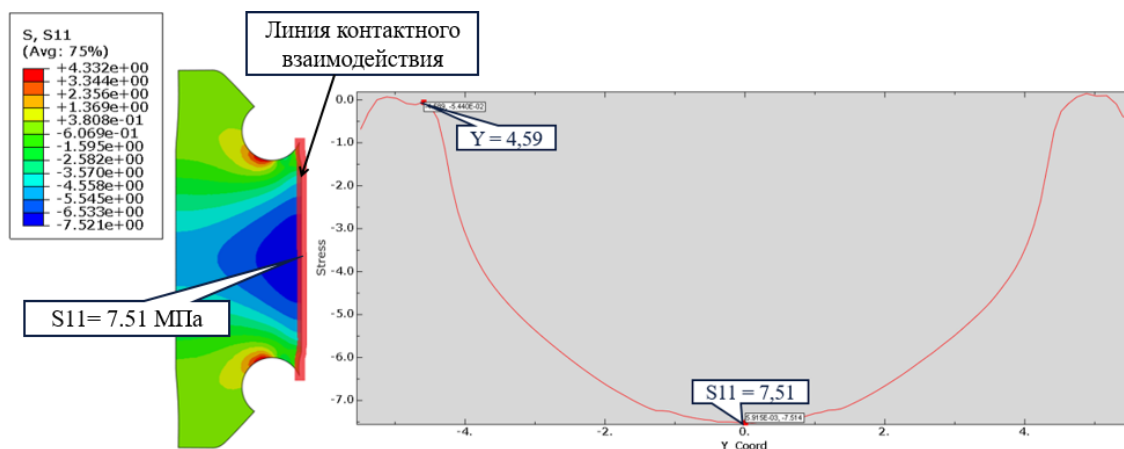


Рисунок 7 – Эпюра контактного взаимодействия нового резинового уплотнения при поджатии трубой

Эпюра контактного взаимодействия нового уплотнения под давлением (Рисунок 8) показывает, что контактные напряжения с учётом давления равны 18,1 МПа.

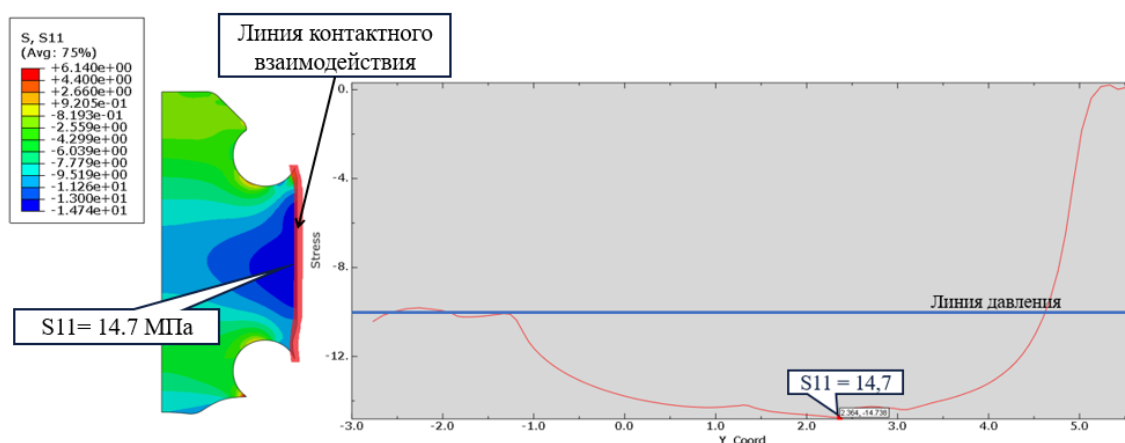


Рисунок 8 – Эпюра контактного взаимодействия нового уплотнения под давлением

Сравнительный анализ выявил, что контактные напряжения нового уплотнения при сжатии и под давлением — 4,33 МПа и 14,7 МПа соответственно, что больше аналогичных параметров у существующего — 2,65 МПа и 13,6 МПа. Следовательно, характеристики герметичности у нового уплотнения выше, поэтому его непрopusкная способность больше.

Заключение

Результаты проделанной работы могут быть применены в сборочных узлах с установленными в них резиноталлическими уплотнениями, работающими под высоким давлением.

Контактные напряжения нового уплотнения при сжатии и под давлением равны 4,33 МПа и 14,7 МПа соответственно, что выше аналогичных напряжений у существующей модели — 2.65 МПа и 13,6 МПа соответственно. Кроме того, ширина контакта существующего уплотнения — $3,2 \cdot 2$ мм, в то время как ширина

контакта нового уплотнения, как демонстрируют эпюры, больше и равна $4,59 \cdot 2$ мм, следовательно, у нового уплотнения выше свойство уплотняемости. Таким образом, новое уплотнение лучше по характеристикам герметичности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Соколова В. П. Анализ резинометаллических уплотнений для подводного оборудования нефтедобычи / Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Институт машиностроения, материалов и транспорта; научный руководитель В. Л. Полонский. — Санкт-Петербург, 2024.
2. Полонский, В. Л. Резиновые амортизаторы малой жесткости для крепления труб / В. Л. Полонский, Е. А. Тарасенко, Г. В. Цветкова // Известия высших учебных заведений. Приборостроение. – 2020. – Т. 63, № 4. – С. 378-381. – DOI 10.17586/0021-3454-2020-63-4-378-381. – EDN AYQFXG.
3. Ашейчик, А. А. Экспериментальное исследование свойств уплотнительных резин при высоких и низких температурах / А. А. Ашейчик, В. Л. Полонский // Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М.Ф. Решетнева. – 2016. – Т. 17, № 3. – С. 656-664. – EDN WVPUEH.
4. Полонский, В. Л. Оценка прочности эластомерных мембран контроля давления / В. Л. Полонский, Е. А. Тарасенко, Г. В. Иванова // Известия высших учебных заведений. Приборостроение. – 2023. – Т. 66, № 11. – С. 982-988. – DOI 10.17586/0021-3454-2023-66-11-982-988. – EDN AENHVA.
5. Ашейчик, А. А. Экспериментальное исследование эластомеров и полимеров для нефтяной промышленности / А. А. Ашейчик, В. Л. Полонский. – Санкт-Петербург : Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого", 2015. – 236 с. – ISBN 978-5-7422-4637-4. – EDN TTPSFX.
6. Полонский, В. Л. Расчет уплотнения крышки люка подводного аппарата / В. Л. Полонский, А. Ю. Скрыбнев, Е. А. Тарасенко, А. М. Тупиков // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – 2024. – № 25. – С. 43-48. – DOI 10.26160/2658-3305-2024-25-43-48. – EDN JNPRMS.
7. Полонский, В. Л. Проектирование неподвижных уплотнений для подводного нефтедобывающего оборудования / В. Л. Полонский, А. П. Тюрин // Модели и методы развития технологий машиностроения в условиях цифровизации экономики России : Научные труды Высшей школы машиностроения / Под редакцией А.А. Поповича. – Санкт-Петербург : ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2022. – С. 14-22. – EDN EUITQA.
8. Ашейчик, А. А. Влияние распределения контактных напряжений на утечки через торцевое уплотнение / А. А. Ашейчик, В. Л. Полонский // Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М.Ф. Решетнева. – 2015. – Т. 16, № 3. – С. 705-713. – EDN VDMFXF.
9. Лурье А.И. Нелинейная теория упругости. М: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1980. 512 с.
10. Александров А.В. Основы теории упругости и пластичности/А.В.Александров, В.Д.Потапов. – М.: Высш. шк.,1990.– 400 с.

V.P. Sokolova
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,
Saint Petersburg, Russia, vlada.bishop@yandex.ru

INFLUENCE OF RUBBER-METAL SEAL GEOMETRY ON CONTACT STRESSES IN TRIBOSUPPORT MATERIALS

Abstract

The paper considers a rubber-metal seal and creates its calculated two-dimensional axisymmetric finite element model. The calculation and evaluation of the seal by the compactability criterion under pipe compression and pressure demonstrated contact stresses equal to 2.65 MPa and 13.6 MPa, respectively. A new seal was designed and its calculated two-dimensional axisymmetric finite element model was created. The calculation and evaluation of the new seal by the compactability criterion showed contact stresses equal to 4.33 MPa and 14.7 MPa, respectively, which is higher than similar stresses in the existing seal. A comparative analysis of the characteristics of the existing and new seals revealed that the contact width of the existing seal is 3.2 2 mm, while the contact width of the new seal, as demonstrated by the diagrams, is larger and equal to 4.59 2 mm, therefore, the new seal has a higher sealing property. Thus, the new seal has better sealing characteristics.

Keywords: rubber-metal seal, von Mises stresses, contact stresses, seals in a rotary engine.