

11. Ламин, В. А. Приводная роликовая цепь сельскохозяйственного назначения / В. А. Ламин // Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2011. – № 3. – С. 34-35. – EDN NVAWDP.

12. Власов, В. А. Износ роликовых приводных цепей в условиях образивного загрязнения / В. А. Власов // Общество, наука, инновации (НПК - 2014) : Всероссийская ежегодная научно-практическая конференция: сборник материалов: общеуниверситетская секция, БФ, ГФ, ФЭМ, ФАВТ, ФАМ, ФПМТ, ФСА, ХФ, ЭТФ, Киров, 15–26 апреля 2014 года / Вятский государственный университет. – Киров: Вятский государственный университет, 2014. – С. 1290-1294. – EDN UDZYFH.

L.A. Pletnev¹, Mohammad Al-Najjar², A.D. Breki¹
¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,
Saint Petersburg, Russia, l-pletnev@mail.ru
²Al- Balqa' Applied University (BAU), Jordan

MODELING OF DEFORMATION OF LINKS OF A BUSHINGLESS ROLLER CHAIN BY THE FINITE ELEMENT METHOD

Abstract

The paper considers the designs of roller drive chains, identifies their advantages and disadvantages, and draws conclusions about the degree of study of bushingless roller chains. Models of a chain with a colored sleeve and a bushingless structure were created, the nature of deformation was estimated and the value of maximum stresses at a given load was determined.

Keywords: drive chains, roller chain, bushingless roller chain, Abaqus, finite element method.

УДК 621.3
doi:10.18720/SPBPU/2/id24-256

Р.В. Алероев¹, Mohseni Emad², А.Д. Бреки¹
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия, r.aleroev@gmail.com
²Mahallat Higher Education Center, Iran

РАЗРАБОТКА КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ РЕЗИНОВОГО НЕПОДВИЖНОГО УПЛОТНЕНИЯ И РАСЧЕТ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ УТЕЧЕК СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА ЧЕРЕЗ УПЛОТНЕНИЕ

Аннотация

С целью реализации высоких требований к герметичности уплотнений, в мире ежегодно создаются сотни новых составов резин для изготовления уплотнений. Для всех этих эластомеров должны быть проведены лабораторные испытания с целью получения физико-механических характеристик, в частности, релаксационные свойства. По результатам лабораторных испытаний отбирают лучшие из эластомеров и далее должны проводиться длительные стендовые испытания узлов, содержащих уплотнения, изготовленных из этих эластомеров. Однако такие длительные стендовые испытания очень дорогие и в любом случае не могут проводиться на весь ресурс. Поэтому используются различные методы

прогнозирования ресурса уплотнений и утечек через них по результатам их краткосрочных лабораторных испытаний.

Ключевые слова: резина, модуль упругости, релаксация, метод конечных элементов, утечки.

Введение

Неподвижные фланцевые (торцевые) соединения уплотняют прокладками из резин, полимеров и металлов [1, 2]. В данной работе рассматривается конструкция фланцевого соединения, ограничивающая максимальное усилие сжатия прокладки из резины прямоугольного сечения.

Основными видами отказа уплотнений являются утечки по микроканалам контактирующих с прокладкой металлических поверхностей фланцев не перекрытым при обжатии прокладки [1, 2]. Начальное усилие поджатой прокладки релаксирует (уменьшается) со временем. Поэтому даже если при первоначальной установке утечки отсутствовали, они могут появиться с течением времени. Аналитический расчет таких утечек достаточно сложен, так как, несмотря на простую структуру формул для расчета утечек, они содержат целый ряд эмпирических коэффициентов. В данной работе предлагается расчет величины утечек через уплотнения с помощью метода конечных элементов.

Методы и материалы

Методика испытаний для исследования эластомеров при сжатии и релаксации. Программное обеспечение ANSYS для решения задачи методом конечных элементов.

Результаты и обсуждение

В данной работе рассматривается методика определения утечки для фланцевого уплотнения крышки гидроцилиндра при подаче давления сразу после установки и через месяц после установки.

Исходными данными для расчета являются: давление уплотняемой среды: $p = 5$ МПа, наружный диаметр фланца $D = 150$ мм, диаметр патрубка $d = 40$ мм, Наружный диаметр канавки $D_2 = 88$ мм, внутренний диаметр канавки $D_1 = 60$ мм, глубина канавки $h = 4,8$ мм, наружный диаметр прокладки $D_0 = 80$ мм, внутренний диаметр прокладки $d_0 = 60$ мм, высота прокладки $h_0 = 6$ мм. Конструкция уплотнения приведена на рисунке 1.

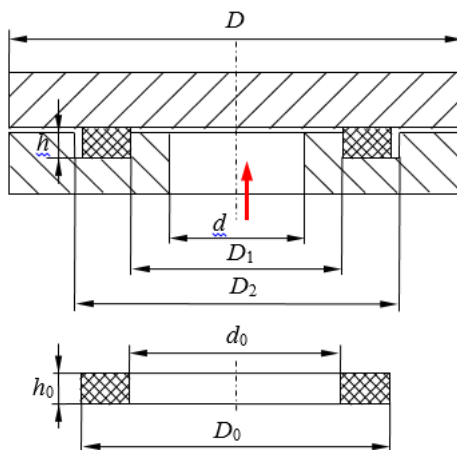


Рисунок 1 – Конструкция фланцевого уплотнения и чертеж прокладки в начальном состоянии

Прокладка изготовлена из резины с модулем упругости $E = 10$ МПа и коэффициентом Пуассона $\nu = 0,5$. Температура 20°C . Болты и фланцы считались абсолютно жесткими. Величина экспериментально определенных утечек для прокладки с начальными размерами по первому варианту с вышеуказанными размерами при давлении уплотняемой среды $0,5$ МПа сразу после установки составляла $Q_{\text{э}} = 5 \cdot 10^{-3}$ мм³/с.

Для оценки работоспособности вышеуказанного фланцевого уплотнения требовалось:

1) Задать граничные условия, соответствующие канавке установки уплотнения.

2) Смоделировать процесс установки уплотнения для упругой и вязкоупругой постановок задачи.

3) Для первого варианта постановки задачи моделируется процесс подачи давления без релаксации материала уплотнения.

4) Для второго варианта постановки задачи моделируется процесс релаксации материала уплотнения с последующей подачей давления.

Для этапов 3 и 4 выводятся графики полей эквивалентного напряжения и эпюры контактных напряжений.

5) Сравнение полученных максимальных значений напряжений с заданным допуском для первого и второго случаев и принятие решения о работоспособности данного уплотнения в этих случаях.

6) Оценка влияния релаксации на утечки через торцевое уплотнение.

Задача по определению утечек фланцевого уплотнения решается в два этапа. На первом этапе рассматривается установка уплотнения в канавку и его предварительное сжатие, на втором этапе рассматривается подача давления. Задача решается в нелинейной постановке. После установки необходимо учесть время, в течение которого прокладка простояла в поджатом состоянии. Для этого резина рассматривается как вязкоупругий материал, модель которого приведена на рисунке 2 [3, 4].

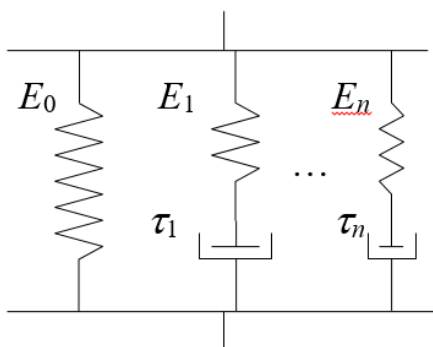


Рисунок 2 – Обобщенная модель Максвелла

Модель содержит отдельные звенья (звенья вязкости), содержащие упругие (пружины) и вязкие (поршни) составляющие. Число звеньев вязкости может быть любым. При увеличении числа звеньев точность описания материала увеличивается [5, 6, 7].

Упругая составляющая характеризуется модулем Юнга (E_1, \dots, E_n), вязкая составляющая характеризуется временем релаксации (τ_1, \dots, τ_n), которая определяет скорость падения напряжения в звене, если деформация постоянна. Нулевое звено – чисто упругое (E_0), вязкой составляющей не имеет. Сопротивление всех звеньев определяет жесткость данного элемента материала.

Таким образом, на начальном этапе жесткость материала характеризуется общим модулем Юнга всех звеньев $E|_{t=0} = \sum_{i=0}^n E_i$. С течением времени жесткость материала падает. Например, если деформация постоянна, то происходит процесс релаксации. Все звенья вязкости релаксируют с разной скоростью. После полной релаксации звеньев вязкости напряженным остается только упругое звено, то есть жесткость материала после полной релаксации характеризуется модулем Юнга упругого звена $E|_{t=\infty} = E_0$ [8, 9]. В нелинейной теории вместо модулей Юнга E_i используются безразмерные величины, где n – число звеньев вязкости, K_i – относительная жесткость i -ого звена, τ_i – время релаксации i -ого звена. Они определяются из эксперимента по релаксации стандартных образцов [10, 11, 12].

Экспериментально определяется зависимость величины силы, удерживающей образец в сжатом состоянии, от времени $F(t)$. Эту зависимость называют кривой релаксации [13, 14]. Справочные данные для построения относительной кривой релаксации $F(t)/F(t=0)$ для данного типа резины приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Справочные данные по релаксации материала прокладки

t, сек.	F(t)/F(t=0)
0	1
10	0,85
100	0,78
3000	0,69
40000	0,64
$5 \cdot 10^5$	0,6

Используя полученные значения относительной кривой релаксации $F(t)/F(t=0)$ в программе автоматически определяются требуемые постоянные вязкости. Результаты расчета параметров вязкости представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты расчета постоянных вязкости для обобщенной модели Максвелла

Номер звена вязкости – i .	τ , сек	$K_i = E_i / \sum_{s=0}^n E_s$, где E_i – модуль Юнга i -ого звена
1	1,1111	0,0806
2	5,5556	0,0600
3	35,714	0,0780
4	1496,3	0,0992
5	22733	0,0462
6	$5,0 \cdot 10^5$	0,0577

Постоянные упругости для нелинейного материала задаются аналогично предыдущей задаче о кольцевом уплотнении: $C_{10} = 1,6667$ МПа ($E = 10$ МПа). Конечно-элементная модель создается согласно представленной ранее модели фланцевого уплотнения. Граничные условия задаются согласно исходным данным. Установка уплотнения состоит из двух совмещенных этапов. Сначала уплотнение устанавливается – поджимается сверху (верхним фланцем), затем выдерживается заданное время. Конечно-элементная модель на первом этапе показана на рисунке 3.

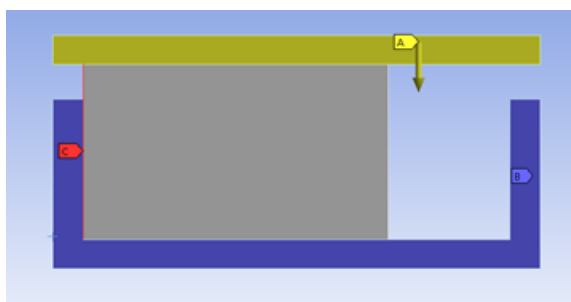
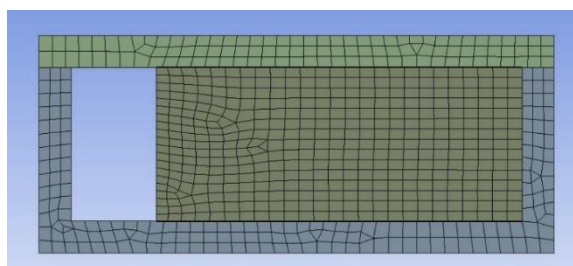


Рисунок 3 – Граничные условия: А – перемещение на 1,2 мм; В – фиксированная опора; С – давление

При решении задачи с условием релаксации резины, после установки уплотнения необходимо учесть время, в течение которого прокладка простояла в поджатом состоянии.

Также необходимо указать, что решается осесимметричная задача и учитывается вязкость. Для этого в модуле *propy shear relaxation* программы Ansys используются, полученные ранее значения постоянных вязкости [15].

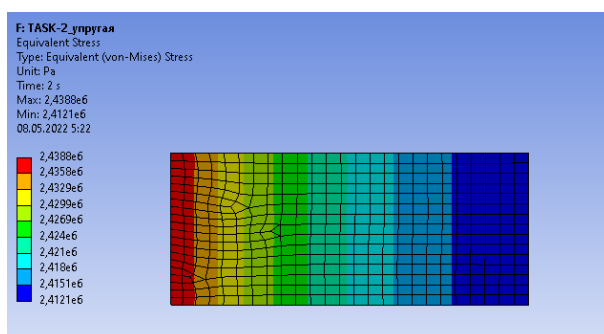
Второй этап – моделирование процесса установки уплотнения. Конечно-элементная модель на втором этапе приведена на рисунке 4.



Сетка: 2834 узла, 835 элементов

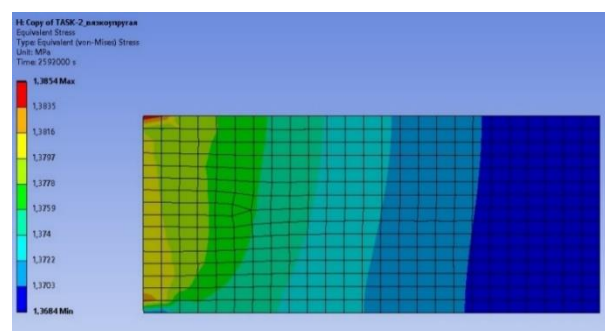
Рисунок 4 – Конечно-элементная модель прокладки на втором этапе.

Результаты расчетов внутренних напряжений в резине для упругой и вязкоупругой постановок задачи представлены на рисунках 5 и 6 соответственно.



$$\sigma_{\max} = 2,44 \text{ МПа}$$

Рисунок 5 – Напряжения внутри уплотнения после подачи давления без учета релаксации материала.



$$\sigma_{\max} = 1,39 \text{ МПа}$$

Рисунок 6 – Напряжения внутри уплотнения после подачи давления с учетом релаксации материала

Работоспособность в обоих случаях обеспечена, так как $[\sigma] = 10 \text{ МПа}$.

График и эпюра контактных напряжений без учета релаксации материала представлены на рисунке 7 ($\sigma_{n \max} = 7,63 \text{ МПа}$).

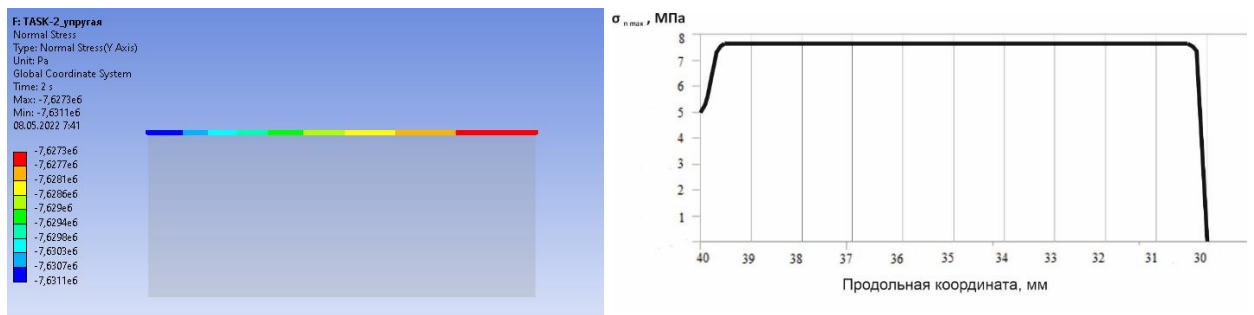


Рисунок 7 – Контактные напряжения без учета релаксации

График и эпюра контактных напряжений при учете релаксации представлены на рисунке 8 ($\sigma_{n \max} = 6,48$ МПа).

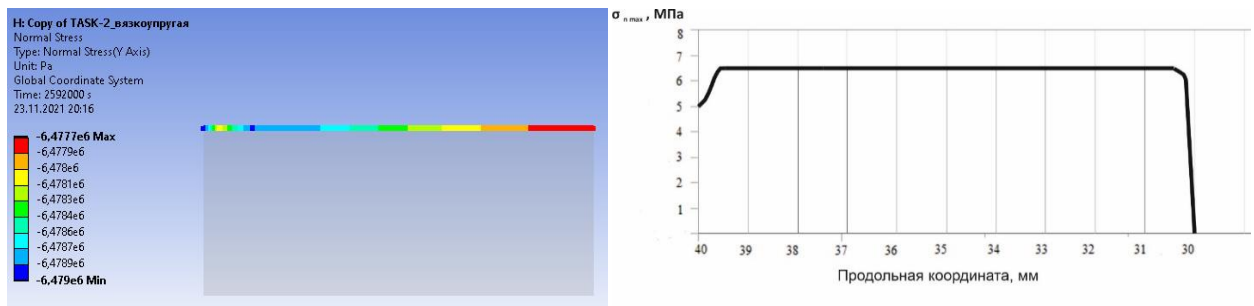


Рисунок 8 – Контактные напряжения при учете релаксации

Как видно из полученных результатов при учете релаксации материала уплотнения контактные напряжения меньше в 1,2 раза.

Для данной задачи величина утечек может быть вычислена аналитически. Утечки через кольцевое торцевое уплотнение могут быть определены по формуле [15]:

$$Q = \frac{\pi}{6 \ln R_1/R_2} \cdot \frac{\Delta p}{\eta} \cdot \psi_0 \cdot R_z^3 \cdot \exp\left(-\frac{3 \sigma_n}{k E}\right) \quad (1)$$

где Q - утечки через уплотнение; R_2 и R_1 - наружный и внутренний радиусы прокладки; Δp - перепад давлений; η - вязкость уплотняемой среды; ψ_0 - коэффициент формы микронеровностей; R_z - параметр шероховатости уплотняемой поверхности; σ_n - нормальное напряжение на контакте; E - модуль упругости материала прокладки; k – коэффициент, учитывающий особенности конкретной физической модели $0,05 \div 0,3$.

Приведенная формула содержит целый ряд величин, которые могут быть найдены только экспериментальным путем (ψ_0 , σ_n , k). Поэтому ее использование для инженерных расчетов утечек через торцевые уплотнения крайне затруднено. Однако при наличии экспериментальных данных для конкретного фланцевого уплотнения или подобного ему, формула (1) позволяет оценить утечки через уплотнение с заданными размерами и при заданном давлении уплотняемой среды.

Из приведенной формулы величина утечек, сравнивая ее для вязкоупругой и упругой постановок задачи, при прочих равных условиях пропорциональна $\exp(-\sigma_n)$. Используя полученные ранее в программе Ansys величины контактных напряжений, можно вычислить во сколько раз увеличиваются утечки при учете релаксации материала [15]:

$$\frac{\exp(-\sigma_{n \text{ рел.}})}{\exp(-\sigma_{n \text{ б/рел.}})} = \frac{\exp(-6,48)}{\exp(-7,63)} = 3,21 \quad (2)$$

Таким образом релаксация уплотнения до подачи давления приводит к

увеличению утечек через уплотнение в 3,21 раза.

Заключение

Разработанная методика создания конечной-элементной модели резинового неподвижного уплотнения, позволяет рассчитать методом конечных элементов утечки через резиновое неподвижное уплотнение с учетом релаксации материала уплотнения.

Приведенное сравнение контактных напряжений с учетом и без учета релаксации наглядно показывает необходимость учета процесса релаксации в резиновых уплотнениях.

Благодарности

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 22-19-00178, <https://rscf.ru/project/22-19-00178/>

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ашейчик А.А. Влияние распределения контактных напряжений на утечки через торцевое уплотнение / А.А.Ашейчик, В.Л. Полонский // Вестник СибГАУ. – 2015. – Т.16. – №3. – С.705-713.
2. Ашейчик А.А. Оптимизация формы резиновых подушек толкателей для нефтяного оборудования / А.А.Ашейчик, А.А. Самсоненко // Неделя науки СПбПУ. Научн. форум с междунар. участием. Материалы научн.-практ. конф. Институт металлургии, машиностроения и транспорта СПбПУ. Ред. М.С. Кокорин. – СПб. – 2018. – С. 70-74.
3. Ашейчик А.А. Экспериментальное исследование эластомеров и полимеров для нефтяной промышленности. / А.А.Ашейчик, В.Л. Полонский. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2015. – 236 с.
4. Ашейчик А.А. Прогнозирование изменения физико-механических свойств эластомеров при термическом старении / А.А.Ашейчик, В.Л. Полонский // Современное машиностроение. Наука и образование. – 2013. – № 3. – С. 265-272.
5. Ашейчик А.А. Основы трибоники. /А.А.Ашейчик. – СПб.: Изд-во СПбГПУ, 1995. – 116 с.
6. Ашейчик А.А. Антифрикционные износостойкие фторсодержащие покрытия для узлов трения железнодорожного транспорта / А.А.Ашейчик // Триботехника на железнодорожном транспорте. Тезисы докл. Второго междунардн. симпозиума. Санкт-Петербург 21-22 июня 2002 г. – СПб, 2002.
7. Ашейчик А. А. Вычислительная механика. Расчет деталей машин методом конечных элементов: учебное пособие. /А. А. Ашейчик, В. Л. Полонский, С.Г.Чулкин – СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2011.– 301 с.
8. Ашейчик А.А. Исследование динамического модуля и модуля внутреннего трения эластомеров / А.А. Ашейчик, М.К. Чувакова // Неделя науки СПбПУ. Научн. форум с междунар. участием. Материалы научн.-практ. конф. Институт металлургии, машиностроения и транспорта СПбПУ. Ред. М.С. Кокорин. – СПб. – 2015.
9. Ашейчик А.А. Основы трибоники. /А.А.Ашейчик. – СПб.: Изд-во СПбГПУ, 1995. – 116 с.
10. Ашейчик А.А. Экспериментальная механика. / А.А.Ашейчик, С. Г. Чулкин. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. – 107 с.
11. Крагельский И.В. Трение и износ. – М.: Изд-во Машиностроение. – 1968. – 480 с.
12. Жуков В. А. Детали машин и основы конструирования: учебное пособие по курсовому проектированию / В. А. Жуков, А. А. Ашейчик, Е. А. Тарасенко и др. – СПб., 2011. 107 с.

13. Лебедев В.М. Повышение износостойкости и антифрикционных свойств ПА-покрытий / В.М. Лебедев, А.Я.Башкарев, А.А.Ашейчик, В.В. Букреев // Пластические массы. – 1980. – №10.

14. Чулкин С.Г. Использование композитных материалов в узлах трения нефтяного оборудования – шаровой запорной арматуры и в кабелях-толкателях / С.Г.Чулкин, А.А.Ашейчик, С.Н.Селин // Вопросы материаловедения. – 2012. – №4 (72).

15. Алероев Р.В. Исследование физико-механических свойств эластомеров для изготовления уплотнений: выпускная квалификационная работа магистра: Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Институт машиностроения, материалов и транспорта; научный руководитель А. А. Ашейчик. — Санкт-Петербург, 2023. DOI: 10.18720/SPBPU/3/2023/vr/vr23-663.

R.V. Aleroev¹, Mohseni Emad², A.D. Breki¹

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,
Saint Petersburg, Russia, r.aleroev@gmail.com

²Mahallat Higher Education Center, Iran

DEVELOPMENT OF A FINITE ELEMENT MODEL OF A RUBBER FIXED SEAL AND CALCULATION BY THE FINITE ELEMENT METHOD OF LUBRICANT LEAKS THROUGH THE SEAL

Abstract

In order to meet the stringent requirements for seal tightness, hundreds of new rubber formulations for seal manufacturing are developed annually worldwide. Laboratory testing of all these elastomers is necessary to determine their physical and mechanical properties, particularly relaxation properties. Based on the results of these tests, the most suitable elastomers are identified and subjected to long-term bench testing of assemblies containing seals manufactured from these materials. However, these long-term tests are highly costly and cannot be conducted for the entire life cycle of a product. Therefore, various techniques are employed to predict the lifespan and potential for leaks of seals based on short-term testing results.

Keywords: rubber, modulus of elasticity, relaxation, finite element method, leakage.

УДК 519.257

doi:10.18720/SPBPU/2/id24-257

М.С. Складнова, М.Н. Ерофеев
ФГБУН Институт машиноведения им А.А. Благонравова
Российской академии наук,
Москва, Россия, skladnova.m@yandex.ru

МЕТОДЫ МАТЕМАТИКО-СТАТИСТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ АНАЛИЗА ПРОЦЕССОВ ТРЕНИЯ И ИЗНОСА

Аннотация

В работе рассмотрены основные методы анализа данных, включая вероятностные модели, корреляционный анализ, регрессионный анализ и машинное обучение для изучения характеристик трения и износов материалов. В работе представлены результаты исследований и их применимость для повышения