

УДК 62-762.001

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОМЕНТА ТРЕНИЯ В УСОВОМ МАНЖЕТНОМ УПЛОТНЕНИИ

© 2018 В.Б. Балыкин, А.В. Лаврин, В.Б.А. Оссиала

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

Статья поступила в редакцию 17.03.2018

В работе кратко рассмотрены основные виды манжетных уплотнений. Выполнен анализ условий работы усовой манжеты с расклинивающим кольцом. Приведена аналитическая методика расчета момента трения данного уплотнения.. Для оценки достоверности аналитической зависимости, позволяющей производить расчет момента трения с использованием исходных геометрических параметров уплотнения предложена численная методика расчёта момента трения с использованием пакета ANSYS.

Ключевые слова: манжетное уплотнение, упругий элемент, усовая манжета, усиление пружины, контактное давление, момент трения, натяг.

ВВЕДЕНИЕ

Типичное манжетное уплотнение представляет собой конструкцию кольцеобразного вида, включающую в себя элементы как торцевого, так и радиального уплотнений[1-4]. Периферийная посадочная часть манжеты плавно переходит в тарельчатую упругую диафрагму с завулканизированной в нее звездообразной пластинчатой или проволочной пружиной. Манжета имеет две уплотнительные кромки, из которых торцевая кромка прижата упругой резинометаллической диафрагмой, а радиальная - браслетной пружиной.

Плотность первоначального контакта в подвижном соединении, уплотненном манжетой, повышается с увеличением давления рабочей жидкости, которое прижимает уплотнительную губу манжеты к уплотняемой поверхности. Основное требование, предъявляемое к манжетам – обеспечение необходимой герметичности уплотняемого подвижного соединения при эксплуатации в течение заданного срока. Нарушение герметичности при эксплуатации зависит от многих факторов: радиального усилия прижатия контактной кромки уплотнительной губы манжеты к валу, геометрии эластичного элемента манжеты, скорости скольжения в уплотняемом подвижном соединении, температуры и давления рабочей жидкости, свойств уплотняемой среды и применяемого эластомера, шероховатости уплотняемого вала, статического и динамического эксцентриситета, монтажных дефектов и др.

Балыкин Валерий Борисович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой кафедрой основ конструирования машин. E-mail: 029-029@mail.ru

Лаврин Андрей Владимирович, аспирант кафедры основ конструирования машин.

*Оссиала Венесеслас Бель Амур, инженер кафедры основ конструирования машин, аспирант.
E-mail: scofi_eld_ossiala@yahoo.com*

Наиболее часто для герметизации вращающихся валов применяют эластомерные радиальные манжеты с пружинами и без пружин (рис.1), армированные и неармированные манжеты.

При повышенных давлениях следует применять опорный конус (рис.2, а), манжеты специальной усиленной конструкции (рис.2, б) или уплотнения с опорным конусом из фторопласта (рис. 2, в).

В расчета среднего контактного давления на элементы уплотняющей губки (рис. 3), для указанных тип уплотнений используют результатирующее удельное контактное усилие, которое определяется по формуле [1]:

$$\bar{P} = \bar{P}_M + \bar{P}_U + \bar{P}_N + \bar{P}_P,$$

где \bar{P}_M – удельная сила от растяжения губки манжеты;

\bar{P}_U – удельная сила от изгиба губки вследствие эксцентриситета;

\bar{P}_N – удельная сила от растяжения пружины;

\bar{P}_P – удельная сила от давления жидкости и среды на профиль губки.

Здесь

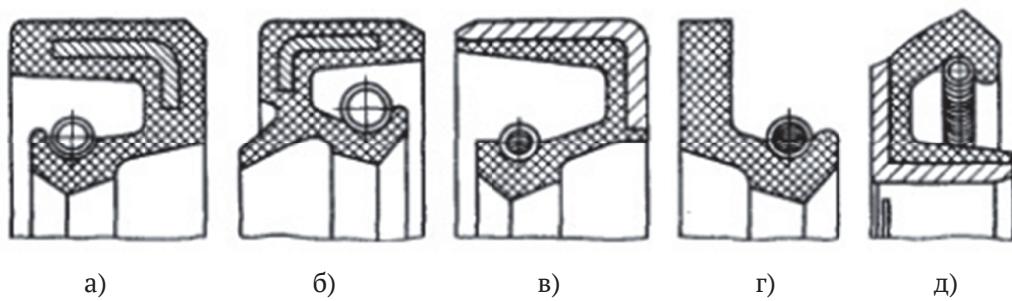
$$\begin{aligned} \bar{P}_P &= 0,5(p - p_c)l + p_a + \\ &+ 0,5ph_1^2 \left[1 - (p_c / p)(h_2 / h_1)^2 \right] / l, \end{aligned}$$

где p – внутреннее давление рабочей среды; p_c – внешнее давление; h_1 и h_2 – толщины пленки; l – ширина поверхности губки манжеты.

Тогда среднее контактное давление будет равно:

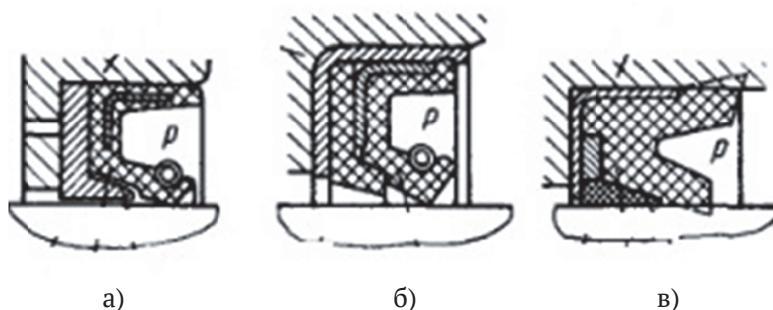
$$p_k = \frac{\bar{P}}{a} = P_M + P_U + P_N + P_P,$$

где a – ширина кромки контактной поверхности; P_M, P_U, P_N, P_P – составляющие контактного



а) б) в) г) д)

Рис. 1. Эластомерные радиальные манжеты с пружинами:
а – армированная; б – армированная с пыльником; в – армированная с открытым каркасом;
г – неармированная; д – армированная с наружной кромкой для уплотнения втулок



а) б) в)
Рис. 2. Уплотнения, применяемые при повышенном давлении среды:
а – стандартная манжета с опорным конусом ($p < 0,3$ МПа);
б – манжета фирмы «Крейв пейхинг» ($p < 3,5$ МПа);
в – манжета с конусом из фторопласта фирмы «Манвил» ($p < 2,1$ МПа)

давления соответственно от сил $\bar{P}_M, \bar{P}_H, \bar{P}_N, \bar{P}_P$. Таким образом, для нахождения момента трения, можно проинтегрировать среднее контактное давление:

$$M_{TP} = \int_0^l \int_0^{2\pi} dM_{TP} d\phi dz = \int_0^l \int_0^{2\pi} p_k f R d\phi dz,$$

Кроме рассмотренных типов манжетных уплотнений в работах [1-4], широкое распространение получило усовое манжетное уплотнение с расклинивающим подпружиненным

кольцом. В настоящее время в литературе не приводится какой либо методики его расчета. Актуальность создания такой методики возросла в последнее время, так как подобный тип уплотнения широко представлен в изделиях специальной техники, работающих в условиях криогенных температур.

Цель исследования: Разработка методики определения момента трения в радиальным манжетном уплотнении, образованном усовой манжетой с расклинивающим кольцом.

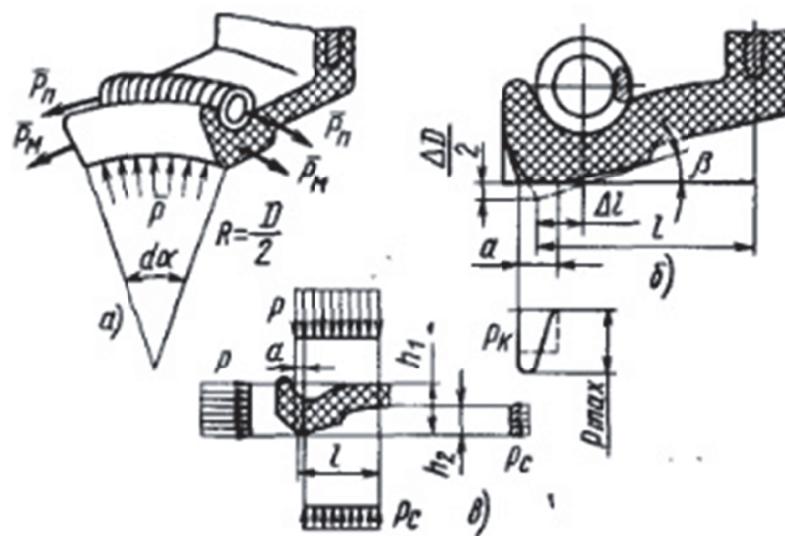


Рис. 3. Схема сил, действующих на элемент радиальной манжеты

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Манжетное уплотнение представлено на рис. 4. Оно представляет собой усовую манжету, лепестки которой расклиниены клиновидным кольцом с фиксированным усилием сжатой пружины. Вращающийся вал контактирует с внутренним лепестком манжеты. Материал манжеты и кольца – фторопласт-4. Манжетное уплотнение способно работать в диапазоне температур от минус 183 °С до плюс 250 °С.

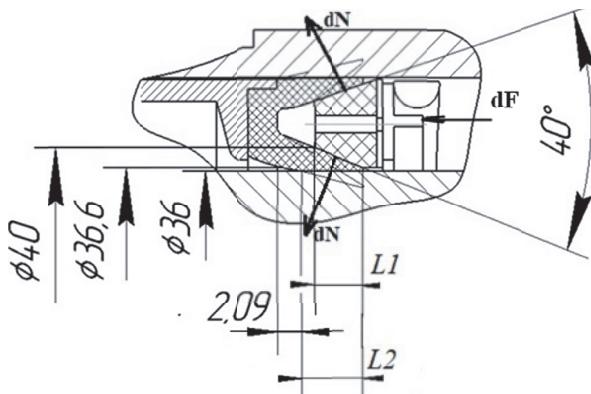


Рис. 4. Схема усового манжетного уплотнения с геометрическими параметрами

С целью упрощения расчетов принимаем следующие допущения: фторопластовую манжету считаем абсолютно эластичной и монтируемой на вал без предварительного натяга. Клиновидное кольцо, считаем недеформируемым. Трением данного кольца о лепестки манжеты пренебрегаем. Исходя из симметричности профиля кольца и лепестков манжеты, считаем нагрузку, приходящуюся на каждый лепесток, одинаковой.

Погонное усилие, действующей на кольцо, составляет dF . Следовательно, в нормальном направлении на каждый лепесток приходится усилие $dN = dF/2$.

Таким образом, задача может быть сведена к определению момента трения в зависимости от усилия F , которое изменяется в нашем случае в интервале 0...196 Н.

РАСЧЕТ МОМЕНТА ТРЕНИЯ В МАНЖЕТНОМ УПЛОТНЕНИИ

Общий момент трения для контактной поверхности записывается в следующем виде:

$$M_{TP} = \int_0^{L_2} \int_0^{2\pi} dM_{TP} d\varphi dz,$$

Необходимые для расчета характерные размеры приведены на рис. 4.

Момент трения можно записать в следующем виде:

$$M_{TP} = \int_0^{L_2} \int_0^{2\pi} dM_{TP} d\varphi dz = \int_0^{L_2} \int_0^{2\pi} P_k f R d\varphi dz,$$

$$\text{где } P_k = \frac{dN}{2\pi RL_1}.$$

После интегрирования при выбранных граничных условиях получаем

$$M_{TP} = \frac{F}{2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} f R \frac{L_2}{L_1},$$

где F – усилие, действующее на кольцо; f – коэффициент трения; R – радиус вала, L_1 – ширины участка контакта расклинивающего кольца с лепестками манжеты; L_2 – ширины кольцевого участка контакта лепестка манжеты с валом.

Для проверки аналитического метода расчета проведём численный эксперимент с помощью программного комплекса ANSYS.

РАСЧЕТ КОНТАКТНОГО ДАВЛЕНИЯ И МОМЕНТА ТРЕНИЯ В МАНЖЕТНОМ УПЛОТНЕНИИ С ПОМОЩЬЮ ANSYS

Для расчета контактных давлений манжетного уплотнения по известным геометрическим параметрам уплотнения была построены трехмерные модели манжетного уплотнения в пакете трёхмерного моделирования Unigraphics NX 9.0 и транслированы в программный модуль Workbench16.

С целью сокращения объема вычислений, в приведенных ниже расчетах используется небольшой фрагмент зацепления как показано на рис. 5. Это также обусловлено необходимостью использования достаточно мелких конечных элементов, позволяющих достигнуть требуемой точности картины НДС зоны контакта.

Расчет контактных давлений в CAE-системе ANSYS производится на схематизированной модели манжетного уплотнения [5, 6]. В связи с этим для расчета использовали упрощенный вариант модели. Расчет производится в модуле ANSYS static structural.

Результаты расчета контактного давления показали, что натягом можно пренебречь, так как контактные давления, полученные от натяга, незначительные и практически не влияют на результат расчета. При создании модели был выбран материал сталь12Х1810Т для вала, а для манжеты и клиновидного кольца – фторопласт-4. Модель была разбита на конечные элементы с использованием упорядоченной сетки, в местах контакта размер элемента был выбран 1×1 мм. Модель жестко закреплена по боковым поверхностям объема и в ходе решения использовалась не полная модель, а ее часть (сектор), на которую были наложены дополнительные условия циклической симметрии. Было приложено усилие F согласно схеме. Полученный

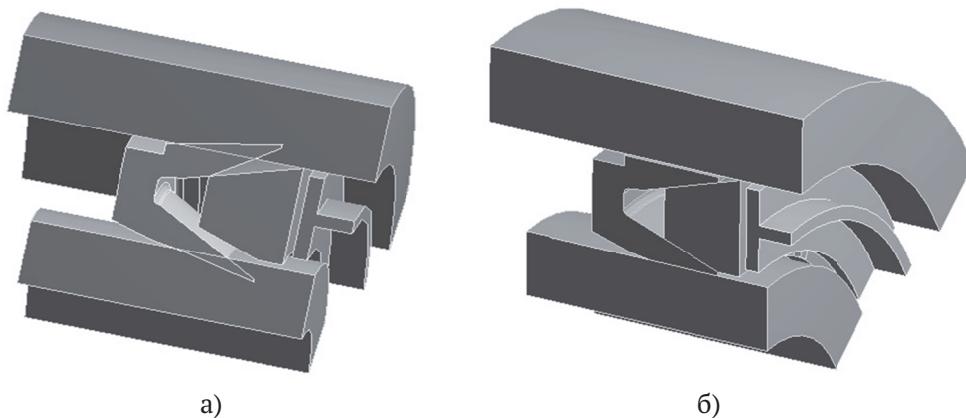


Рис. 5. 3D модель манжетного уплотнения:
а – установка манжеты с натягом ; б – установка манжеты без натяга

результат моделирования и граничные условия показаны на рис. 6.

Были рассчитаны контактные давления, по которым определились нормальные усилия в каждом элементе, как произведение давление на площадь элемента. Общий момент трения в свою очередь, определялся, как сумма элементарных моментов трения, которые находились путем умножения значения нормального усилия на радиус вала и на коэффициент трения при соответствующей температуре. Расчетные значения момента трения M_{Tr} приведены в табл. 1 и 2.

Указанный коэффициент трения $f = 0,252$ реализуется при криогенной температуре -183°C .

По полученным значениям, для всех возможных значений усилия F , построены графики изменения момента трения от усилия (рис. 7, 8).

Указанный коэффициент трения $f=0,059$ реализуется при нормальной температуре 20°C .

Сравнение значений аналитического и численного решений показывает, что погрешность не превысила 12 % для расчета с коэффициентом трения $f = 0,252$ и 10% с коэффициентом трения $f = 0,059$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Получено аналитическое выражение, позволяющее рассчитывать момент трения в манжетном уплотнении вала, образованном усовой манжетой с расклинивающим кольцом. При этом в качестве аргумента функции использовано усилие прижатия кольца к манжете. Для назначенного диапазона усилий и двух значений коэффициента трения в паре сталь12Х1810Т и фторопласт-4 проведен сравнительный расчет моментных характеристик конкретного уплотнения с помощью аналитического и численного решений. Получен-

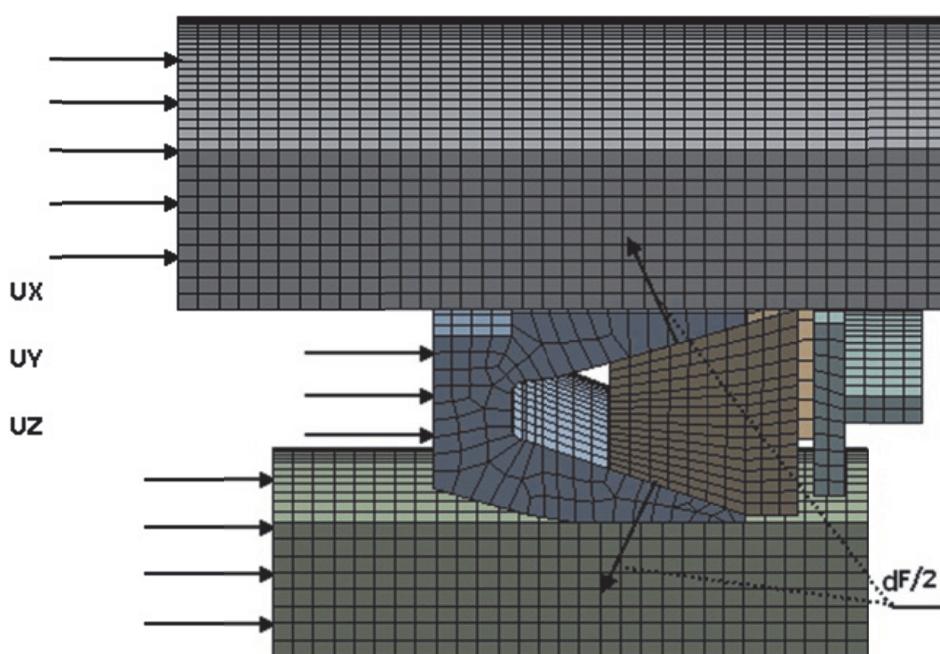


Рис. 6. Граничные условия и система нагружения манжетного уплотнения
с помощью комплекса ANSYS

Таблица 1. Значения момента трения M_{TP} для различных значений усилия F при коэффициенте трения $f = 0,252$

Усилие пружины $F, \text{Н}$	Момент трения M_{TP} , Н·м (аналитическое решение)	Момент трения M_{TP} , Н·м (численное решение)	Погрешность, %
0	0	0	0
49	0,09	0,1	10
98	0,18	0,2	10
147	0,27	0,3	10
196	0,36	0,4	10

Таблица 2. Значения момента трения M_{TP} для различных значений усилия F при коэффициенте трения $f=0,059$

Усилие пружины $F, \text{Н}$	Момент трения M_{TP} , Н·м (аналитическое решение)	Момент трения M_{TP} , Н·м (численное решение)	Погрешность, %
0	0	0	0
49	0,09	0,1	10
98	0,18	0,2	10
147	0,27	0,3	10
196	0,36	0,4	10

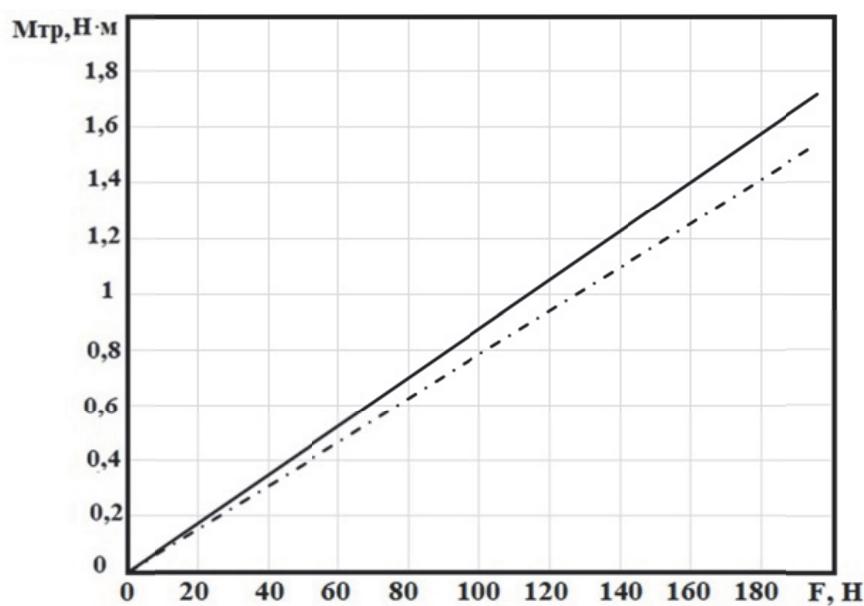


Рис. 7. Зависимость момента трения M_{TP} от усилия F при коэффициенте трения $f = 0,252$:
— численное решение; - · - · - · - аналитическое решение

ное расхождение методов не превысило 12%. В последующем расчетные данные могут быть использованы для анализа результатов экс-

периментального исследования данного типа манжетного уплотнения в условиях работы реального серийного узла.

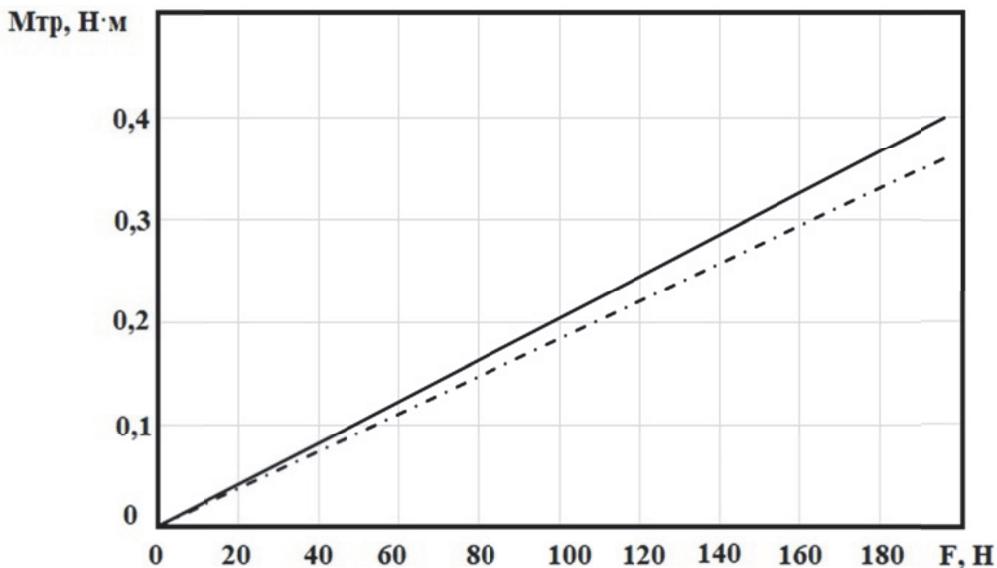


Рис. 8. Зависимость момента трения M_{Tp} от усилия F при коэффициенте трения $f = 0,059$:
— численное решение; - - - - - аналитическое решение

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Голубев А.И. и др. Уплотнение и уплотнительная техника: Справочник. М. Машиностроение, 1986. 464 с.
- Kosenko V.V., Tesker E.I. Effect of axial play on the sealing ability of the radial single-lip seal in an abrasive environment (2017) Journal of Friction and Wear, 38 (3), pp. 237-241.
- Stakenborg M.J.L. On the sealing mechanism of radial lip seals (1988) Tribology International, 21 (6), pp. 335-340.
- Pelzer V., Poll G. New method for estimating the sealing quality of rotating seals(2017) 72nd Annual Meeting and Exhibition of the Society of Tribologists and Lubrication Engineers, STLE 2017.
- Joshi R.S., Roberts D.C., Ghoneim H. Nonlinear finite element analysis of radial lip seals (2017) ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE), 9.
- Fehrenbacher C., Hoerl L., Bauer F., Haas W. Description of the pumping rate of shaft counterfaces in the sealing system radial lip seal using the 3D parameters of ISO 25178(2016) Tribology Online, 11 (2), pp. 69-74.

THE METHOD OF DETERMINING THE FRICTION TORQUE IN WHISKER LIP SEALS

© 2018 V.B. Balyakin, V.B. Lavrin, V.B.A. Ossiala

Samara National Research University named after Academician S.P. Korolyo

In paper the main types of existing seals of rotary motion pairs seals is briefly studies. The analyses of the working conditions of seal, formed by whisker lip with a riveting ring. The method of calculation of friction torque of this seal has been carried. In order to assess the reliability of the analytical dependence , which allows the calculation of the friction torque using the original geometric characteristics of the compaction, a numerical method is proposed for the calculation of the friction torque using the package ANSYS.
 Keywords: lip seal, elastic element, whisker lip, spring reinforcement, contact pressure, friction torque, and tension.

Valery Balyakin, Doctor of Technics, Professor, Head at the Machine Building Design Department.

E-mail: 029-029@mail.ru

Andrey Lavrin, Graduate Student at the Machine Building Design Department.

Ossiala Venceslas Bel Amour, Engineer at the Machine Design Department, Graduate Student.

E-mail: scofi_eld_ossiala@yahoo.com