

2. Byhovskij I.I. Bases of vibration technics theory. M.: Mashinostroenie, 1968. 362 p.
3. Kashuba V.B., Eliseev S.V., Bol'shakov R.S. Dynamical responses in connections of elements of mechanical oscillation systems. Novosibirsk: Nauka, 2016. 331 p.
4. Belokobyl'skij S.V., Eliseev S.V., Sitov I.S. Dynamics of mechanical systems. Lever and inertial and elastic ties. SPb.: Politekhnik, 2013. 319 p.
5. Eliseev S.V., Artyunin A.I. Application theory of oscillations in tasks of linear mechanical systems. Novosibirsk: Nauka, 2016. 459 p.
6. Eliseev S.V., Reznik Yu.N., Homenko A.P. Mechatronics approaches in dynamics of mechanical oscillatory systems. Novosibirsk: Nauka, 2011. 384 p.
7. Eliseev S.V. Applied system analysis and structural mathematical modeling. Irkutsk: IrGUPS, 2018. 692 p.
8. Ganiev R.F. Wave machines and technologies (Introduction in wave technology). M.: Nauch.-izd. centr «Regulyarnaya i haoticheskaya dinamika», 2008. 192 p.
9. Panovko G.Ya. Lectures on bases theory of vibration machines and technologies. M.: MGТУ im. Baumana, 2008. 192 p.
10. Kopylov Yu.R. Dynamics of vibroimpact hardening processes: monogr. Voronezh: IPC «Nauchnaya kniga», 2011. 569 p.
11. Eliseev S.V., Kuznesov N.K., Vyong K.Ch. Lever ties in tasks of correction of dynamical condition of shaker // Bulletin of Irkutsk State Technical University. 2018. T. 22, № 9 (140). P. 28-41.
12. Eliseev S.V., Bol'shakov R.S., Nikolaev A.V. Not-holding ties in interactions of systems elements: estimation of dynamical ties responses // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2018. № 2 (58). P. 27-34.
13. Lur'e A.I. Analytical mechanics. M.: GIFML, 1961. 824 p.

УДК 62-26:539.431.1

DOI: 10.18324/2077-5415-2019-1-15-21

Усталостная прочность сиффона и сферической оболочки в условиях циклического нагружения

К.Н. Фигура

Братский государственный университет, ул.Макаренко 40, Братск, Россия

figura_85@mail.ru

<https://orcid.org/0000-0002-0777-0089>

Статья поступила 12.01.2019, принята 6.02.2019

В промышленности сиффоны используют в трубопроводной арматуре, трубопроводах и датчиках. В настоящее время появилась принципиально новая область применения сиффонов в качестве источников вибрации в смесителях. Применение данных оболочечных элементов, а также виброактиваторов, созданных на основе сферических оболочек, позволяет значительно снизить негативное воздействие вибрации на конструкцию смесителя и окружающую среду. Сиффон, работающий при высокочастотной нагрузке, испытывает значительные усталостные напряжения, поэтому при проектировании вибрационных смесителей необходимо оценивать циклическую долговечность оболочечных гофрированных виброактиваторов. В настоящее время одним из основных методов исследования оболочек является метод конечных элементов. На современном этапе развития вычислительной математики он позволяет с достаточной точностью проводить исследования по усталостной прочности. Существует ряд исследований, посвященных усталостной прочности сиффонов, с применением метода конечных элементов. В нашей работе также применяется метод конечных элементов, но основной целью является не только оценка показателей усталостной долговечности, но и оценка количества циклов, которые сиффон выдержит при определенной нагрузке и частоте вибрации.

Ключевые слова: сиффон; сферическая оболочка; циклическое нагружение; усталостная прочность.

Fatigue strength of the bellows and spherical shell under cyclic loading conditions

K.N. Figura

Bratsk State University; 40, Makarenko St., Bratsk, Russia

figura_85@mail.ru

<https://orcid.org/0000-0002-0777-0089>

Received 12.01.2019, accepted 6.02.2019

In industry, bellows are used in pipe fittings, pipelines and sensors. Currently, a fundamentally new field of application of bellows as a source of vibration in mixers has appeared. The use of these shell elements, as well as vibroactivators created on the basis of

spherical shells, can significantly reduce the negative impact of vibration on the mixer design and the environment. The bellows operating at high frequency load experiences significant fatigue stresses. Therefore, when designing vibratory mixers, it is necessary to evaluate the cyclic durability of shell corrugated vibroactivators. Currently, one of the main methods for studying shells is the finite element method. At the present stage of development of computational mathematics, the method allows to conduct research on fatigue strength with sufficient accuracy. There are a number of studies on the fatigue strength of bellows using the finite element method. Our work also uses the finite element method, but the main goal is not only the assessment of fatigue life indicators, but also an estimate of the number of cycles that the bellows can withstand at a certain load and vibration frequency.

Keywords: bellows; spherical shell; cyclic loading; fatigue strength.

Введение

Усталостная прочность является одним из основных факторов, влияющих на эффективность применения сильфонов и других оболочечных элементов, работающих в условиях вибрационной нагрузки.

Для определения циклической прочности различных оболочечных элементов исследуется связь между напряжениями в опасных точках оболочки и числом циклов, которое данная оболочка выдержит до разрушения. Так, например, в работе [10] предлагается оценивать циклическую прочность сильфона по известной регрессионной модели, связывающей количество циклов, выдерживаемых до разрушения, с эквивалентным напряжением:

$$\lg \bar{N} = a - m \lg \sigma_{\text{экв}},$$

где \bar{N} — среднее значение циклической прочности испытанной группы сильфонов; $\sigma_{\text{экв}}$ — расчетное значение эквивалентного напряжения в расчетной точке сильфона; a и m — экспериментально найденные коэффициенты.

Ниже приведен краткий обзор развития методов расчета сильфонов и оболочек.

Долгое время одним из основных способов расчета оболочечных элементов на прочность являлся энергетический метод. Значительных успехов в данном направлении достиг В.И. Феодосьев [11], развивший энергетический подход к расчету сильфонов и получивший решение методом Ритца [12; 13]. Энергетический метод активно применялся в работах многих исследователей, занимавшихся проблемами расчета оболочечных элементов (Н.А. Алфутов, Л.Е. Андреева и Л.Н. Горячева, Такеда [14–16] и др). При экспериментальной проверке результатов, полученных по энергетическому методу, выяснилось, что они достаточно хорошо согласуются только при определении деформации сильфона, но при оценке напряженного состояния данного оболочечного элемента приближение по методу Ритца не дает достаточно точных результатов [10]. Это объясняется тем, что метод Ритца, как и любой другой линейный метод, дает хорошее приближение при относительно небольших нагрузках на оболочечный элемент, т.е. тогда, когда деформация срединной поверхности невелика. Но при увеличении нагруз-

ки приходится учитывать геометрическую нелинейность сильфона и, как результат, нелинейную зависимость между прикладываемой нагрузкой и его напряженно-деформированным состоянием [10].

Нелинейный подход к расчету сильфона впервые был реализован Н.Н. Бабаевым [17]. Нелинейные уравнения теории оболочек при исследовании сильфонов были получены в работе [18]. Л.Е. Андреева применила метод Ньютона при расчете сильфонов в нелинейной постановке [19].

Дальнейшее развитие нелинейных методов расчета сферических оболочек и сильфонов связано с работами С.П. Тимошенко, А.С. Вольмира, Гуляева, Биргера [20–23] и других авторов. Анализ приведенных выше работ показывает, что одни и те же методы расчета могут быть применены как к сферическим осесимметричным оболочкам, так и к сильфонам.

С развитием ЭВМ одним из основных методов исследования оболочечных элементов стал метод конечных элементов. На современном этапе развития численных методов он позволяет с достаточной точностью проводить исследования по усталостной прочности [5; 6; 24; 25]. В связи с этим в нашем исследовании сильфона и сферической оболочки на усталостную прочность мы воспользовались методом конечных элементов. Расчет производился в программном модуле ANSYSstructure.

Методы исследования. На первом этапе исследования была создана трехмерная твердотельная модель сильфона. Данная модель была разбита на конечно-элементную сетку, содержащую порядка 130 тыс. узлов. В качестве модели сильфона был выбран однослойный сильфон по ГОСТ 21482-76 из коррозионно-стойкой стали 12X18H10T с внешним диаметром 75 мм, числом гофров 14 и толщиной стенок 0.2 мм. Зависимость циклической прочности от напряжения для данного типа стали отображена на рис.1 (данные для построения графика взяты из [26]). В качестве граничных условий были заданы жесткое закрепление нижнего фланца сильфона и сила, прикладываемая к верхнему фланцу. Силы, прикладываемые к верхнему фланцу, составили 100, 200, 300, 400 и 550 Н. При расчете усталостной прочности было принято, что характер нагрузки циклический, знакопеременный, с постоянной амплитудой.

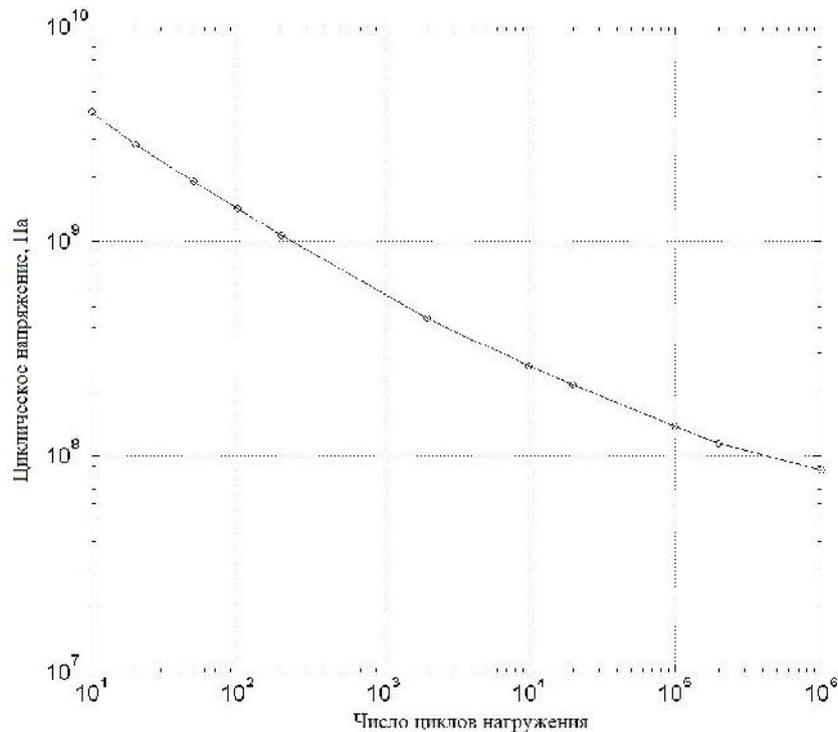


Рис. 1. Зависимость количества циклов, выдерживаемых до разрушения от напряжения для стали 12X18H10T

В качестве результатов были получены:

- 1) значения усталостной долговечности (*fatiguelife*), которая определяется как число циклов, которое сильфон при заданной нагрузке выдержит до выхода из строя;
- 2) фактор усталостной надежности (*fatiguesafetyfactor*) — отношение числа циклов, выдерживаемых сильфоном до выхода из строя при заданной нагрузке, к расчетному числу циклов, определенных при проектировании данной конструкции сильфона (в нашем исследовании было принято равным 10^9). Значение фактора усталостной надежности меньше, чем 1, говорит о том, что конструкция

при данной нагрузке выйдет из строя раньше, чем это было заложено при проектировании;

- 3) эквивалентные напряжения.

Влияние силы, прикладываемой к сильфону, на количество циклов нагрузки, которое сильфон выдержит до начала разрушения, приведено на рис. 2. На данном графике за единицу по оси абсцисс принята нагрузка в 100 Н.

Как следует из графика (рис. 2), при увеличении нагрузки от 100 до 300 Н число циклов нагрузки-разгрузки, выдерживаемых сильфоном, уменьшается практически на три порядка.

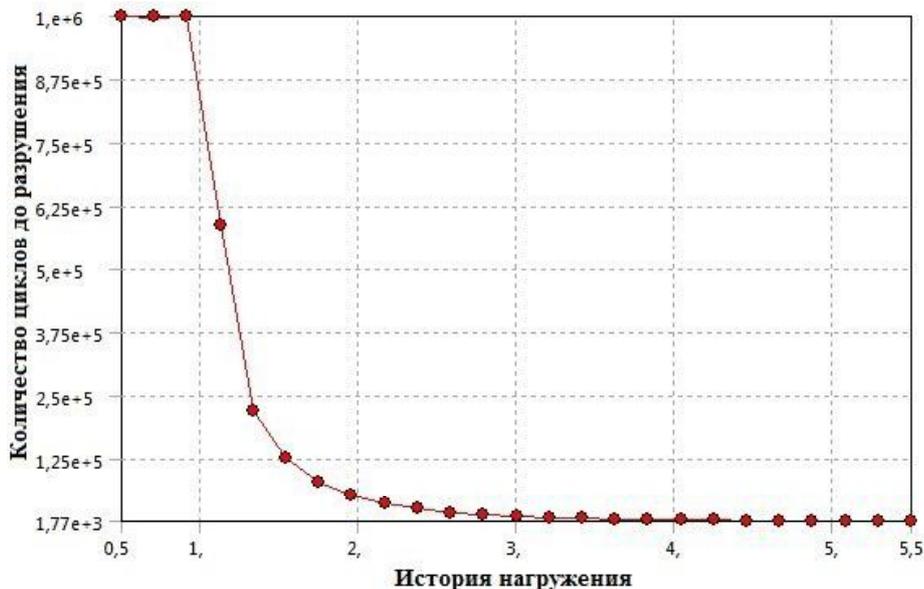


Рис. 2. Зависимость числа циклов, выдерживаемых сильфоном до разрушения, от изменения прикладываемой к сильфону силы (1 по оси абсцисс соответствует нагрузке в 100 Н)

В условиях реальной вибрационной работы в смесителе сиффон подвергается достаточно большому числу циклов нагружения. Так, например, при вибрации частотой 50 Гц в течение 30 сек на сиффон приходится 1500 циклов. На рис. 3 отображена зависимость циклической (усталостной) прочности сиффона от частоты вибрации и прикладываемой к сиффону силы. Из графика на рис.3 видно, что данный сиффон даже при относительно небольших нагрузке и частоте вибрации (100 и 50 Гц) способен выдержать не более 670 циклов, а при увеличении нагрузки в 2 раза усталостная прочность снижается в среднем на 95 %.

Аналогичные исследования по определению параметров усталостной прочности были проведены для сферической оболочки с отверстием на полюсе, являющейся одним из основных элементов наборного виброактиватора [3].

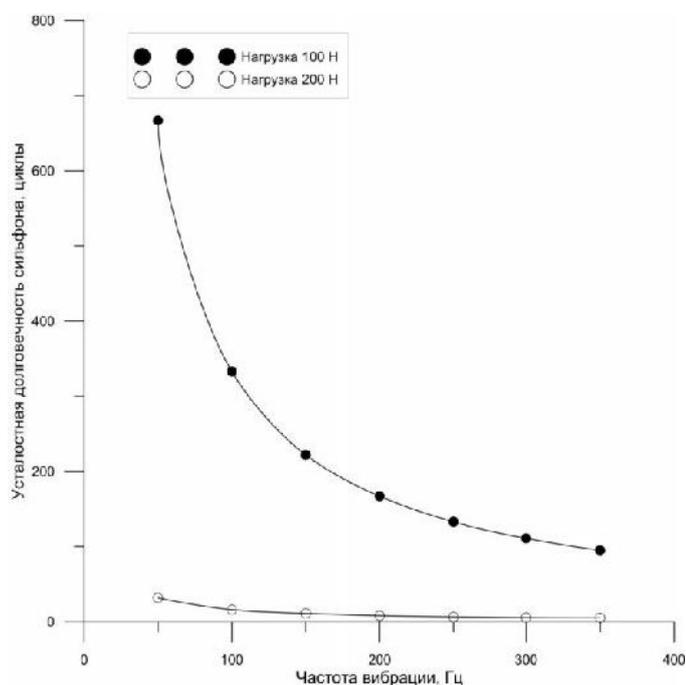


Рис. 3. Зависимость усталостной прочности сиффона от частоты вибрации и прикладываемой к сиффону силы (время вибрирования — 30сек)

В начале была построена трехмерная твердотельная модель данной оболочки с диаметром большого отверстия 160 мм, диаметром отверстия на полюсе 100 мм, радиусом кривизны 200 мм и толщиной стенки 0,2 мм. (рис. 4). В качестве материала оболочки была выбрана коррозионно-стойкая сталь 12Х18Н10Т.

Далее данная модель была разбита на конечно-элементную сетку, содержащую порядка 18 тыс. узлов (рис. 5). В качестве граничных условий были заданы шарнирное закрепление нижней грани оболочки с запрещением перемещений по вертикальной оси и сила, прикладываемая к верхней грани оболочки. Значения прикладываемых сил также, как и в исследовании сиффона, составили 100, 200, 300, 400, 550 Н. При расчете усталостной прочности было принято, что характер нагрузки циклический, знакопеременный, с постоянной амплитудой.

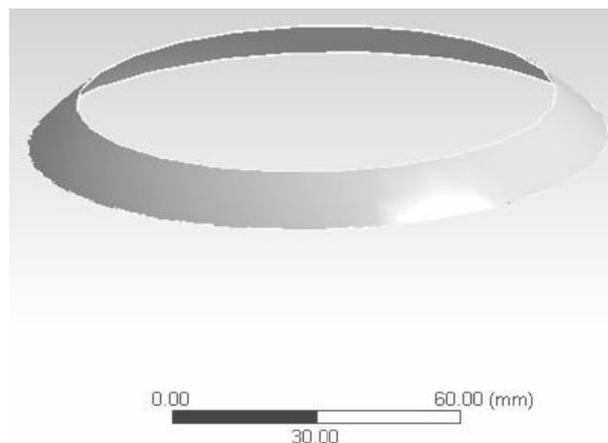


Рис. 4. Трехмерная модель сферической оболочки

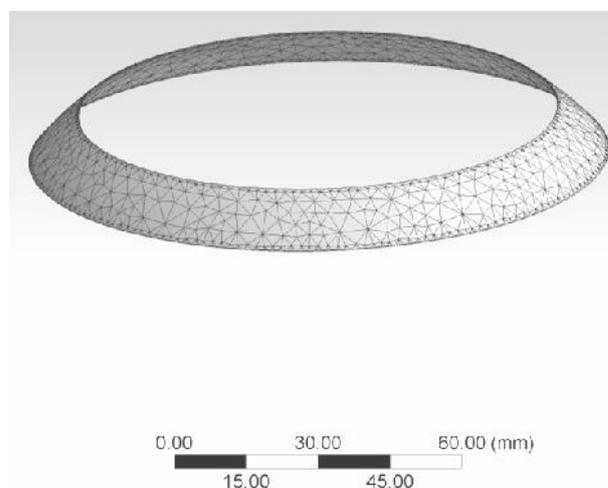


Рис. 5. Сферическая оболочка, разбитая на конечно-элементную сетку

В качестве результатов были получены значения усталостной долговечности, фактора усталостной надежности и эквивалентные напряжения (рис. 6–8).

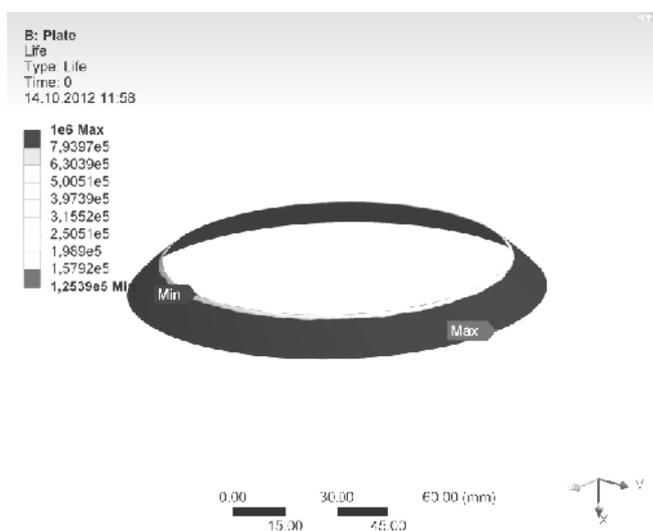


Рис. 6. Усталостная долговечность сферической оболочки

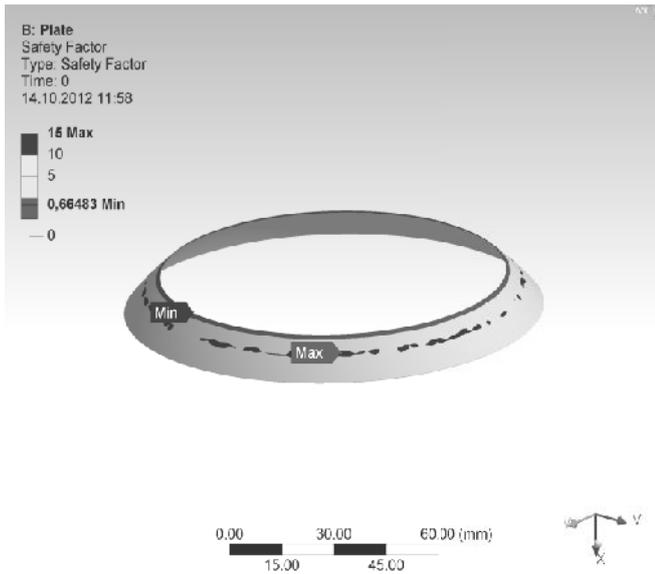


Рис. 7. Фактор усталостной надежности сферической оболочки

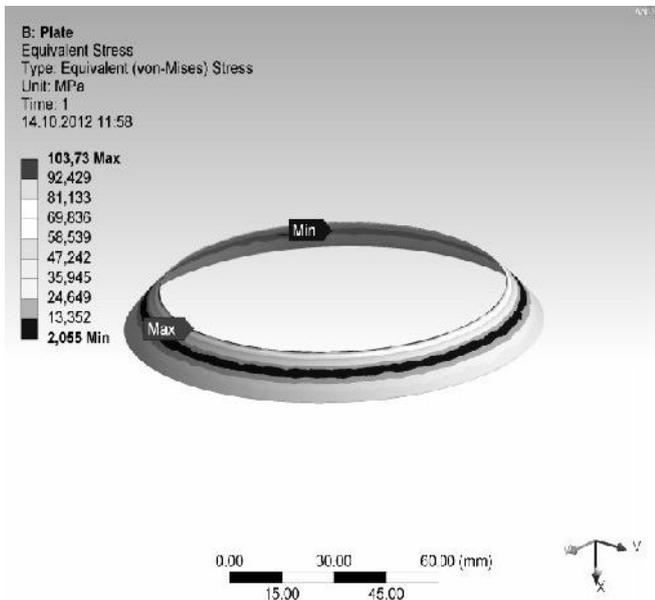


Рис. 8. Эквивалентные напряжения, возникающие в сферической оболочке

Зависимость числа циклов нагрузки-разгрузки до разрушения сферической оболочки от изменения прикладываемой к ней силы отображена на рис. 9. На данном графике за единицу по оси абсцисс принята нагрузка в 100 Н. Как видно (рис. 11), картина изменения усталостной прочности с изменением нагрузки здесь несколько лучше, чем сильфона (рис. 2). Усталостная прочность уменьшается на три порядка при более чем четырехкратном увеличении нагрузки. Зависимость усталостной прочности от нагрузки и частоты, с которой данная нагрузка прилагается к сферической оболочке, отображена на рис. 10.

Также, как и в случае с сильфоном, сферическая оболочка при нагрузке в 100 Н и при частоте вибрации 50 Гц выдерживает не более 670 циклов, а при увеличении нагрузки в двое усталостная прочность снижается в среднем на 87 %.

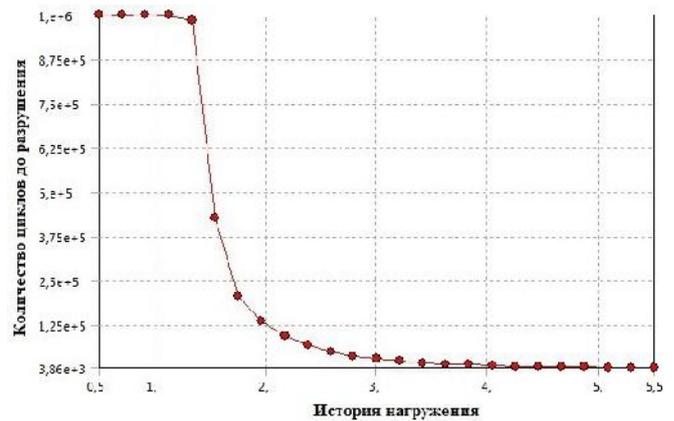


Рис. 9. Зависимость числа циклов, выдерживаемых сферической оболочкой до разрушения, от изменения прикладываемой к ней силы (1 по оси абсцисс соответствует нагрузке в 100 Н)

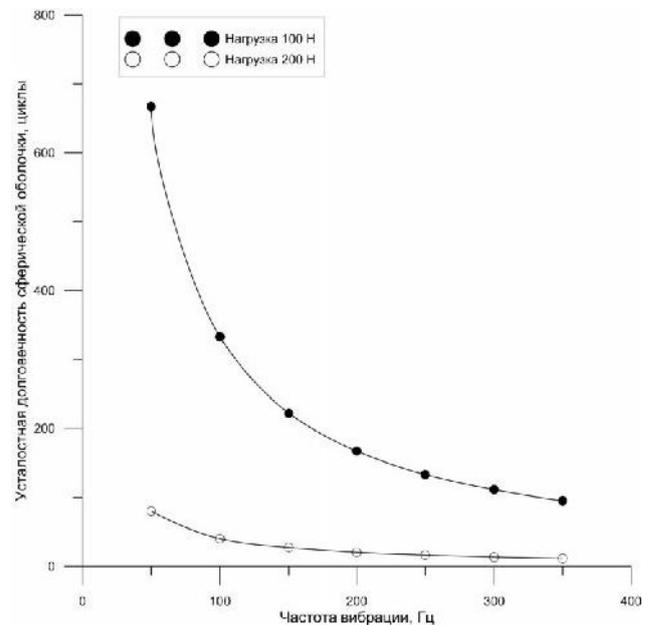


Рис. 10. Зависимость усталостной прочности сферической оболочки от частоты вибрации и прикладываемой к ней силы (время вибрирования 30 сек)

Обсуждение полученных результатов

Проведенные исследования усталостной прочности оболочечных виброактиваторов — сильфона и сферической оболочки, являющейся одним из основных элементов наборного вибрационного активатора [3], показали, что данные устройства в условиях интенсивной вибрации выдерживают относительно небольшое число циклов (в наших исследованиях — максимум 670 циклов при нагрузке в 100 Н и частоте приложения данной нагрузки 50 Гц). При этом стоит отметить, что с точки зрения ремонтпригодности наборный виброактиватор выглядит более выгодно, так как вышедшую из строя сферическую оболочку достаточно просто заменить, полная замена виброактиватора не требуется, в то время как сильфон—устройство полностью ремонтнепригодное и при малейшем нарушении целостности корпуса требует полной замены. Кроме того, ресурс сферических оболочек наборного активатора можно увеличить путем установки между пластинами резиновых амортизаторов, снижающих нагрузку на оболочки.

Литература

1. Ефремов И.М., Лобанов Д.В., Фигура К.Н. Современные технологии интенсификации процессов перемешивания бетонных смесей // Строительные и дорожные машины. 2011. № 1. С. 37-41.
2. Ефремов И.М., Лобанов Д.В., Фигура К.Н. Механическая активация бетонных смесей при интенсификации процессов перемешивания // Механизация строительства. 2011. № 2 (800). С. 6-8.
3. Фигура К.Н., Ефремов И.М. Устройство для перемешивания бетонной смеси: пат. 2399486 Рос. Федерация. № 2009120342/03; заявл. 28.05.09; опубл. 20.09.10, Бюл. № 26.
4. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., Zhu J.Z. Finite element method Amsterdam, Boston: Butterworth-Heinemann, 2013. 802 p.
5. Bannantine J.A., Jess J. C., James L. Fundamentals of metal fatigue analysis. Handrock, 1990. 288 p.
6. Stephens R.I., Fuchs H.O. Metal fatigue in engineering. New York, Chichester: Wiley, 2001: A Wiley-Interscience publication. 472 p.
7. Ryo Iguchi, Hiroyuki Miyamoto, TakuroMimaki, Hiroshi Uchida, Fatigue life prediction of Bellows type expansion joint by FEM and effect of shape parameters // The Proceedings of the Materials and processing conference. 2007. Vol. 15. P. 163–164.
8. Pavithra E., Senthil Kumar V.S. Experimental Investigation and Numerical Analysis on Fatigue Life of Bellows // Materials Today: Proceedings. 2018. Vol. 5, № 9. P. 18848–18856.
9. Jinbong K. The effect of geometry on fatigue life for bellows // International Journal of Modern Physics: Conference Series. 2012. Vol. 6. P. 343–348.
10. Андреева Л.Е. Сильфоны. Расчет и проектирование. М.: Машиностроение, 1975. 161 с.
11. Феодосьев В.И. К расчету гофрированных коробок (сильфонов) // Инженерный сб. АН СССР. 1947. Т. 4, Вып.1. С. 137-149.
12. Феодосьев В.И. Об одном способе решения нелинейных задач устойчивости деформируемых систем // Прикладная математика и механика. 1963.Т. 27, Вып. 2. С. 265-274.
13. Феодосьев В.И. Упругие элементы точного приборостроения. М.: Оборонгиз, 1949. 343 с.
14. Алфутов Н.А. Расчет однослойного сильфона методом Ритца // Инженерный сб. АН СССР. 1953. № 15. С. 181-186.
15. Андреева Л.Е., Горячева Л.Н. Уточненный расчет жесткости и напряжений в сильфоне // Расчеты на прочность. 1969. № 14. С. 17-35.
16. Takeda S. Elastomechanical researches on the metallic bellows (beam-theoretical and disc theoretical considerations) // Report Techn. Coll. Hosei Univ. 1963. № 16. P. 1-27.
17. Бабаев Н.Н. О расчете гофрированных мембран регуляторов давления паровых турбин // Инженерный сб. АН СССР. 1913. № 2. С. 24-39.
18. Аксельрад Э.Л. Периодическое решение осесимметричной задачи теории оболочек // Инженерный журн. МТТ. 1966. № 2. С. 77-83.
19. Андреева Л.Е., Горячева Л.Н., Петровский В.В. Исследование эффективной площади сильфонов, работающих в условиях силовой компенсации // Изв. вузов. Машиностроение. 1972. № 3. С.12-15.
20. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Оболочки и пластины. М.: Наука, 1966. 625 с.
21. Вольмир А.С. Нелинейная динамика пластинок и оболочек. М.: Наука, 1974. 350 с.
22. Гуляев В.И., Баженов В.А., Лизунов П.П. Неклассическая теория оболочек и ее приложение к решению инженерных задач. Львов: Вища школа, 1978. 192 с.
23. Биргер И.А. Круглые пластинки и оболочки вращения. М.: Оборонгиз, 1961. 250 с.

24. Hancq D.A., Walters, A.J., Beuth, J.L. Development of an Object-Oriented Fatigue Tool // Engineering with Computers. 2000. Vol. 16. P. 131-144.
25. Lampman S.R. editor, ASM Handbook: Vol.19, Fatigue and Fracture, ASM International,1996. P. 526.
26. Трощенко В.Т., Сосновский Л.А. Сопrotивление усталости металлов и сплавов. Киев: Наукова думка,1987. 1238 с.

References

1. Efremov I.M., Lobanov D.V., Figura K.N. Modern technologies of intensification of mixing concrete mixes // Construction and road building machinery. 2011. № 1. P. 37-41.
2. Efremov I.M., Lobanov D.V., Figura K.N. Mechanical activation of concrete mixes with the intensification of mixing processes // Mechanization of construction. 2011. № 2 (800). P. 6-8.
3. Figura K.N., Efremov I.M. Device for mixing concrete mix: pat. 2399486 Ros. Federaciya. № 2009120342/03; zayavl. 28.05.09; opubl. 20.09.10, Byul. № 26.
4. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., Zhu J.Z. Finite element method Amsterdam, Boston: Butterworth-Heinemann, 2013. 802 p.
5. Bannantine J.A., Jess J. C., James L. Fundamentals of metal fatigue analysis. Handrock, 1990. 288 p.
6. Stephens R.I., Fuchs H.O. Metal fatigue in engineering. New York, Chichester: Wiley, 2001: A Wiley-Interscience publication. 472 p.
7. Ryo Iguchi, Hiroyuki Miyamoto, Takuro Mimaki, Hiroshi Uchida. Fatigue life prediction of Bellows type expansion joint by FEM and effect of shape parameters // The Proceedings of the Materials and processing conference. 2007. Vol. 15. P. 163-164.
8. Pavithra E., Senthil Kumar V.S. Experimental Investigation and Numerical Analysis on Fatigue Life of Bellows // Materials Today: Proceedings. 2018. Vol. 5, № 9. P. 18848-18856.
9. Jinbong K. The effect of geometry on fatigue life for bellows // International Journal of Modern Physics: Conference Series. 2012. Vol. 6. P. 343-348.
10. Andreeva L.E. Sil'fony. Calculation and design. M.: Mashinostroenie, 1975. 161 p.
11. Feodos'ev V.I. To the calculation of corrugated boxes (bellows) // Inzhenernyj sb. AN SSSR. 1947. T. 4, Vyp.1. P. 137-149.
12. Feodos'ev V.I. On one method of solving nonlinear problems of stability of deformable systems // Journal of Applied Mathematics and Mechanics. 1963. T. 27, Vyp. 2. P. 265-274.
13. Feodos'ev V.I. Elastic elements of precision instrument. M.: Oborongiz, 1949. 343 p.
14. Alfutov N.A. Calculation of a single-layer bellows with Ritz's method // Inzhenernyj sb. AN SSSR. 1953. № 15. P.181-186.
15. Andreeva L.E., Goryacheva L.N. Refined calculation of stiffness and stresses in the bellows // Raschety na prochnost'. 1969. № 14. P. 17-35.
16. Takeda S. Elastomechanical researches on the metallic bellows (beam-theoretical and disc theoretical considerations) // Report Techn. Coll. Hosei Univ. 1963. № 16. P. 1-27.
17. Babaev N.N. Calculation of corrugated membranes of pressure turbine regulators // Inzhenernyj sb. AN SSSR. 1913. № 2. P. 24-39.
18. Aksel'rad E.H.L. Periodic solution of the axisymmetric problem of the theory of shells // Inzhenernyj zhurn. MTT. 1966. № 2. P. 77-83.
19. Andreeva L.E., Goryacheva L.N., Petrovskij V.V. Investigation of the effective area of the bellows operating under force compensation // Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building. 1972. № 3. P. 12-15.
20. Timoshenko S.P., Vojnovskij-Kriger S. Shells and plates. M.: Nauka, 1966. 625 p.
21. Vol'mir A.S. Nonlinear dynamics of plates and shells. M.: Nauka, 1974. 350 p.

22. Gulyaev V.I., Bazhenov V.A., Lizunov P.P. Non-classical theory of shells and its application to the solution of engineering problems. L'vov: Vishcha shkola, 1978. 192 p.

23. Birger I.A. Round plates and shells of revolution. M.: Oborongiz, 1961. 250 p.

24. Hancq D.A., Walters, A.J., Beuth, J.L. Development of an Object-Oriented Fatigue Tool // Engineering with Computers. 2000. Vol. 16. P. 131-144.

25. Lampman S.R. editor, ASM Handbook: Vol.19, Fatigue and Fracture, ASM International, 1996. P. 526.

26. Troshchenko V.T., Sosnovskij L.A. Fatigue resistance of metals and alloys. Kiev: Naukova dumka, 1987. 1238 p.

УДК 531; 539. 3; 531.37; 531.44

DOI: 10.18324/2077-5415-2019-1-21-28

О сухом трении при непоступательном скольжении тела и критика теории Контенсу – Журавлева

В.А. Коронатов

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

kortavik@mail.ru

<https://orcid.org/0000-0002-1331-213X>

Статья поступила 9.01.2019, принята 3.02.2019

Критика теории Контенсу – Журавлева сводится к тому, что предположение о справедливости закона Кулона, пусть даже и в дифференциальной форме, при скольжении тел с верчением лишено каких либо оснований. И вот почему. Элементарные площадки пятна контакта, как и само тело, движутся не поступательно, а закон Кулона для них при нахождении элементарных сил трения используется в том виде, который применим только для случаев поступательного движения. Это означает, что определение главного вектора и главного момента сил трения, а также строящиеся на их основе выводы делались неверно. В частности, это приводит к необходимости введения следующих поправок существующей теории:

- коэффициент трения верчения не может выражаться через коэффициент трения скольжения — такие коэффициенты являются величинами, независимыми друг от друга;

- при малых скоростях трение покоя при скольжении тел с верчением также может наблюдаться как для силы трения, так и для момента — их величина становится лишь менее заметной в сравнении с тем, когда скольжение и верчение возникают независимо друг от друга;

- при малых скоростях, при переходе от покоя к скольжению или верчению, которые могут возникать не обязательно одновременно, скачок значений силы и момента трения и при непоступательном скольжении тела тоже будет наблюдаться;

- при определении главного вектора и главного момента сил трения в формулах В.Ф. Журавлева следует использовать более общий вид аппроксимации Паде, позволяющий «улавливать» трение покоя.

Приведено новое понимание сил трения покоя: на макромасштабном уровне они соответствуют сумме всех сил трения скольжения кинематических зон мезомасштабного уровня в пятне контакта перед началом скольжения тела для текущего момента времени. Дается и качественное объяснение появлению скачка (падающего участка) для силы трения при переходе от трения покоя к трению скольжения в случае малых скоростей. Похожие объяснения справедливы и для понимания моментов трения покоя, а также понимания наличия скачка для них при верчении и качении, когда они возникают отдельно друг от друга.

Ключевые слова: сухое трение; закон Кулона; сила трения скольжения; момент трения верчения; момент трения качения; теория Контенсу; теория Контенсу – Журавлева; аппроксимация Паде для компонент сил трения.

About dry friction at not forward sliding of a body and the critic of the theory Kontensu-Zhuravlev

V.A. Koronатов

Brotherly state university, Makarenko St., 40, Bratsk, Russia

kortavik@mail.ru

<https://orcid.org/0000-0002-1331-213X>

Article arrived 9.01.2019, it is accepted 3.02.2019

The critic of the theory Kontensu-Zhuravlev to come down to the fact that the assumption of justice of Coulomb's law even if and in a differential form, when sliding bodies with spinning it is deprived of any bases. And that is why. Elementary platforms of a spot of