

UDC 539.3

S.Y. Misiura, Ph.D. (Tech.)

A. Pidhornyi Institute of Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine
(Kharkiv, Ukraine, misurasy@gmail.com)

RATIONAL DESIGN OF THE HYDRO TURBINE COVER

The problem of optimal design of a Kaplan turbine cover operating in the normal mode is solved. The geometric parameters of the cover are modified to minimize the cover weight. To calculate the parameters of the strain-stress state, the finite element method is used. Optimization was performed using the gradient method. The design variables are the thicknesses of structural elements. The weight of the cover was reduced by 30 %, and the rolled stock thickness range was downsized by five positions. In this case, the stress values in the optimal structure did not exceed admissible ones.

A finite-element cover model of a Kaplan turbine under static axisymmetric load is offered. The cover is a spatial cyclically symmetric structure consisting of thin-wall shells of revolution joined by n ribs. The ribs are meridional plates of complex configuration. Thus, the cover consists of sectors, on whose boundaries the conditions of cyclic symmetry are satisfied. The development of a model with such structures begins with developing a sector model.

The work suggests an approach to minimum weight design of Kaplan covers subject to geometrical and strength constraints. Optimal design parameters are the structural thicknesses of covers. Constraints are imposed on the minimum and maximum values of thicknesses of shells, plates and ribs in the cover. Constraints are also imposed on maximum stress intensity values.

A special technique based on the finite element method was developed to analyze the strain-stress state of covers under a static axisymmetric load. The optimization problem is formulated in terms of nonlinear programming, and then solved using the gradient method.

Several numerical examples are given that allow following the variation of the optimal design depending on the type of covers. Covers with holes and without holes in ribs were considered.

In all the cases, the weight of the optimal cover is one third less than that of the original structures, and the stresses in the optimal covers do not exceed the admissible values. In addition, the rolled stock thickness range is downsized by five positions. That is crucial for manufacturing turbines.

In practice, the execution of an optimal design is limited by the thicknesses of structural elements. However, optimal design makes it possible for a designer to see how close it fits an optimal one. Therefore, optimal designs similar to those given here may be useful when designing real turbines and aircraft structures.

UDC 539.3:621.45.017

N.V. Smetankina¹, Dr. Sci. (Tech.), Senior Researcher

V.M. Merkulov², Cand. Sci. (Tech.)

D.V. Ivchenko²

¹*A. Pidhornyi Institute of Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine*

(Kharkiv, Ukraine, nsmetankina@ukr.net)

²*SE Ivchenko-Progress*

(Zaporozhye, Ukraine, v.merkulov@ivchenko-progress.com,
ivchenko.dmitry@gmail.com)

MODELLING OF BIRD STRIKE ON AIRCRAFT STRUCTURES

One of the major hazards to flight safety today is an impact with birds. Many external aircraft components of an aircraft such as windshield, engine and fuselage are susceptible to collisions with birds [1, 2].

It is estimated that nearly 40 % of the major bird strike incidents for civil aircrafts can be attributed to engine ingestion, 33 % to collision with wings, 16 % with windshields, 7 % with fuselages. For military aircrafts, there are different statistics: engines – 55 %, fuselages – 11 %, windshields – 10 %, wings – 14 %.

All modern aircraft structures are designed with account of likely collision with birds. Aviation standards in force require that the aircraft construction would allow the crew to conclude the flight safely after collision with 1.81 kg bird [3]. Structural damage which impairs operation of the aircraft is not permissible. In the event of bird impact, design of the windshield system shall not permit more than 50 percent of the aircrew forward visibility to be lost.

Also, the reliable protection from pressurization, namely a static loading, which arises through the pressure difference outside and inside the aircraft cockpit, is of great importance for ensuring the normal flight.

Aircraft windshields are especially vulnerable to damage. Airworthiness standards require that these critical components should be capable of withstanding bird strikes at critical flight speeds to a certain degree. All windshields are designed to be safe and durable in order to withstand bird ingestion.

To address the concerns of bird strikes on engines, engine manufacturers must go through physical testing to ensure that in the event of foreign body ingestion, the engine can provide sufficient thrust so that the aircraft can land safely at normal operating speeds. Specifically, for a single large bird, the Federal Aviation Administration states that engines must be tested for various bird sizes depending on the inlet throat area. Large engines must be tested for ingestion a bird of mass 3.65 kg [3].

Currently, the only way to certify components with regards to bird impact is by performing a physical test. This involves firing a bird or a bird model towards a windshield or an engine and determining the damage to the engine. This is an expensive process as several tests may be required to evaluate the effectiveness of the

engine. The goal thus is to replace the expensive physical testing by computer simulations. If simulations of bird strikes are accurately able to predict the behavior of bird strikes on windshields or engines, then the engine design can be optimized before an actual physical test is carried out. This will lower the costs and expedite the design and certification processes.

The aim of the present study is to devise a model of collision of a bird with laminated aircraft windshields and the method of calculating the stress-strained state parameters for windshields at bird impact and operating static load. Also, the study aims to develop of the bird-impactor model for mathematical modeling of turbofan engine parts damage processes.

A method for analysis of the stress-strained state of laminated airplane glazing at different operational factors is presented. The method includes a technique for strength analysis of the laminated airplane glazing at the bird impact, and a technique for analysis of superfluous pressure. The model of laminated glazing is based on the refined theory of the first-order accounting transverse shear strains, thickness reduction and normal element rotation inertia each layer. Since bird tissue is mostly composed of water, a bird has been characterized with a water-like hydrodynamic response [4]. Thus, a fluid dynamic model of a bird impulse is proposed. A laminated windshield is considered as an open-ended laminated cylindrical shell with a constant thickness and a complex form in plan. The windshield is subjected to impulse loads simulating impact action.

The analytical solution of the problem is obtained by the immersion method [2]. Numerical results were obtained for the windshield of an AN-178 aircraft under the bird strike. Experimental studies were carried out with dynamic wide-band strain gauging. Theoretical results are in good agreement with experimental data that allows recommending the method for working out new airplane glazing elements.

The bird-impactor model was justified for simulation of bird with mass 0.7...3.65 kg [5]. It was implemented as numerical SPH model For Explicit LS-DYNA Solver. Verification of the bird-impactor model was shown good agreement with the one-dimensional hydrodynamic theory and with the computations of other authors. The next step is mathematical modelling of the processes of bird impact and damage of turbofan engine parts using the bird-impactor model proposed.

1. Hedayati R., Sadighi M. Bird strike: an experimental, theoretical and numerical investigation. Cambridge: Woodhead Publishing, 2015. 258 p.
2. Smetankina N. V. Non-stationary deformation, thermal elasticity and optimisation of laminated plates and cylindrical shells. Kharkiv: Miskdruk Publishers, 2011. 376 p.
3. Standard Airworthiness Certification Regulations. Part 25. Airworthiness Standards: Transport Category Airplanes / U.S. Federal Aviation Administration Homepage, https://www.faa.gov/aircraft/air_cert/airworthiness_certification/std_awcert/std_awcert_regs/regs/, last accessed 2018/11/15.
4. Abrate S. Soft impacts on aerospace structures. *Progress in Aerospace Sciences*. 2016. Vol. 81. No. 2. P. 1–17. <https://doi.org/10.1016/j.paerosci.2015.11.005>
5. Ivchenko D.V., Merculov V.M., Smetankina N.V. The development of the bird-impactor model for mathematical modeling of turbofan engine parts damage processes. *Aerospace Technic and Technology*. 2020. Iss. 8. P. 82–90. <https://doi.org/10.32620/akt.2020.8.11>

UDC 622.2: 539.3

A. Velychkovych, Ph.D., Associate Professor

I. Petryk, Ph.D., Associate Professor

Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas

(Ivano-Frankivsk, Ukraine, a_velychkovych@ukr.net)

ANALYTICAL EVALUATION OF STRENGTH FOR A SHOCK ABSORBER OF A ROD STRING

The sucker rod string is the most important element to transmit movement to a deep-barrel pump's plunger. Regular (intended by the project) alternating loading occurs in the upper part and changes on an asymmetric cycle with a positive skewness. Apart of regular loading, sucker-rod pump plant (SRPP) usage is accompanied by a wide range of oscillations, inertial and shock loadings, adversely affecting the fatigue strength of sucker rods (SR) and pump tubes, and causing possible accidents. Therefore, sucker rod protection from extra loading is an urgent problem; its solution will increase sucker-rod pump plant's efficiency and effectiveness, and save on additional costs [1, 2].

The deformable- and rigid-body mechanics considers the sucker rod string as an elastic stepped rod located in an elastic tube. The upper end of the rod provides movement kinematic defined by the plant's driver, and the lower end is subjected to a force that depends on the direction of its movement. A failure of suck rod strings lead long and expensive underground well repair [3]. Some modern methods of sucker rod string's life increasing solve only part of the problems, for example, preventing rod's corrosion, protecting rod's frictional actuation, self-unscrewing, etc. Irregular dynamic and vibration loads are the serious problem of sucker rod string's operation. Some authors [4–6] consider vibration reduction of oil equipment as the key factor to preserve dynamic stability of pump rods and tubes.

Experimental and field data show that shock absorbers in the drivers of sucker-rod pump plants reduce the dynamic loads on pump-jacks and reduces the intensity of applying loads to the sucker rod string. The last note is of paramount importance for the strength and durability of the sucker rods [5, 7].

This study aims at developing of shock absorber's design and studying of its most important performance options – strength and rigidity. A mechanical and mathematical model of shock absorber's elastic element was developed in order to specify its deformation [7, 8]. A package of thin plates was modeled as an equivalent solid plate with a cylindrical rigidity providing equal properties of the solid model and the plate package. This model makes possible to describe analytically the stress-strain state of the shock absorber bearing elements. The work presents the final expressions of the shock absorber's strength and rigidity assessing in a convenient form for engineering practice. There were carried out numerical approbation of the obtained analytical results as the case of a plate elastic element. The authors give recommendation on the bearing unit's design of the shock absorber.

Design of the elastic suspension based on the package of plates for the sucker rod string

An elastic suspension of a polished rod with the plate shock absorber is presented in Fig.1. It consists of the lower 6, the upper 3 and the additional 1 traverses, the clamps for the ends of the rope 4, the ropes 2, the lifting screws for the upper traverse 5, the nut 11 and the locknut 12 for fixing the polished rod 10 (the nut 11 and the locknut 12 can be replaced by the wedge device), the nut 7 for adjusting the shock absorber, the pistons 9 and also the shock absorber 8, which is made in the form of the packages of plates. The general view of the shock absorber which is based on packages of plates is illustrated in Fig. 2. It should be noted the shock absorber can have packages of plates with different rigidity. They are installed with the possibility to exclude from the work of separate packages of plates during overloads. This fact expands the range of operating loads for which the elastic suspension can effectively perform its functions.

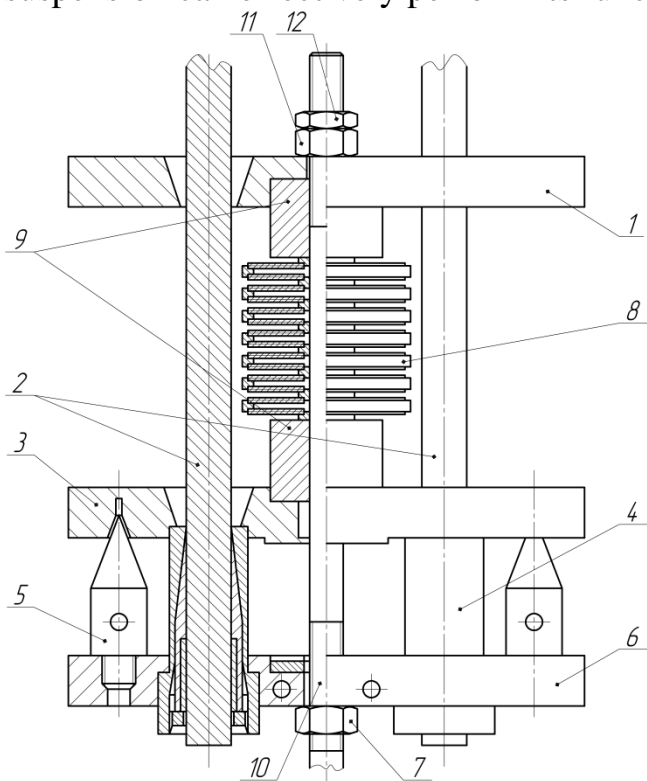


Fig. 1 The elastic suspension of the polished rod

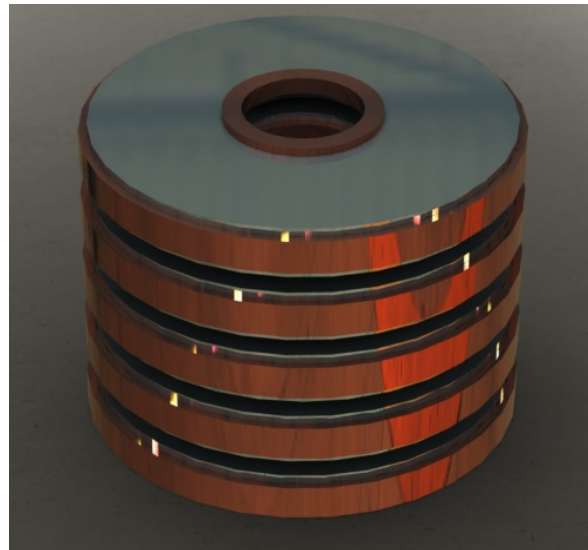


Fig. 2. The general view of the shock absorber based on the package of plates

The following describes the operation of the sucker-rod pump plant with the elastic suspension. When the head of the balancer moves upward, the lower 6 and upper 3 traverses load the elastic member and approach to the additional traverse 1. In this case, the additional traverse 1 and the sucker rod string, which is suspended on it, for some time, remains motionless. When the elastic force of the shock absorber, at its certain submersion, will be equal to the weight of the sucker rod string, the plunger and the liquid, which is above the plunger, the smooth movement up of the sucker rod string begins. It should be noted the useful length of the plunger stroke is reduced by the amount of submersion of the shock absorber and this fact must be taken into account at the design stage.

When the balancer head moves down at the moment of opening of the pressure valve and the discharge of the sucker rod string from the weight of the liquid, the moving parts of the shock absorber gradually return to the initial position and at this time the head of the balancer, the upper and lower traversers move down, and the sucker rod string for some time remains motionless until the submersion of the spring what appears from its compression is not exhausted.

Consequently, during loading of the shock absorber its working links (there are plate packages) change their shape and accumulate the potential energy of elastic deformation. When the axial load is reduced, the moving parts of the elastic suspension are returned to the original position due to the energy accumulated by the plates. The gaps between the plate packages are designed so that at overload the plate is excluded from the work. Thus, at the certain shock absorber characteristic the nature of application and the value of maximum and minimum forces acting on the sucker rod string are varied, the effect of the vibrational, inertial and shock loads are reduced.

Concerning the reduction of the useful displacement of the plunger, it can be stored at the required level by known methods, if the technical characteristics of the pump-jacks are possible, or use special extension of the displacement. It should be noted the use of the nut 7 is possible to smoothly adjust from minimum to nominal submersion of the proposed elastic suspension. This property can be used if necessary smoothly control the efficiency of the sucker-rod pump plant, with that the elastic suspension performs basic functions and has expanded functionality.

Evaluation of strength for the shock absorber

To illustrate obtained results we choose a plate spring of an elastic suspension with parameters inner and outer radii of the plate package are $0,03m$, $0,075m$ respectively; number of plates equal 12; Young's modulus equals $2,1 \cdot 10^{11} Pa$ and Poisson's ratio equals 0,3 for the used material of plates, which correspond to the real device. The valuation of the stress state and the strength of the working links of the shock absorber is shown in Fig. 3. The dependences of the maximum equivalent stresses on the thickness of the plate at different values of the external load are given

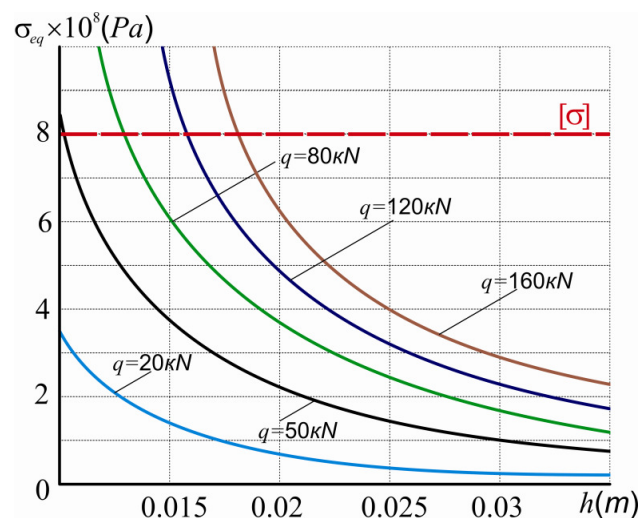


Fig. 3. Dependence of maximum equivalent stress on the thickness of package plates at different loads on the shock absorber

here. The horizontal dashed line corresponds to the value of the permissible stresses $[\sigma]$ for the plate's material. To ensure the strength of the shock absorber, it is necessary that the condition $\sigma_{eq} \leq [\sigma]$ is fulfilled. If the equivalent stress is equal to the permissible value for the chosen thickness of the plates, then the construction is operated with the coefficient stock - 2. Thus, using the graphical dependencies given above and knowing the mechanical properties of the material of the working links of the plate spring, it is easy to evaluate their strength. For the manufacture of shock absorber plates, spring steel is used, for which yield strength is $\sigma_u = 1600 \text{ MPa}$ and permissible stress is $[\sigma] = 800 \text{ MPa}$. If the expected range of maximum loads on the elastic suspension during its operation is not high, then cheaper steel can be used to design the working parts of the shock absorber.

Conclusions

Presented herein work proposes the new design of the plate shock absorber of the sucker rod string.

The proposed design's peculiarity is thin plate package usage as the main bearing element of the device.

The package of round plates is modelled as the solid plate with equivalent cylindrical rigidity when mathematically modelled the shock absorber. The equivalent cylindrical rigidity was specified to provide identify of deformable and tensile properties of the solid plate and the plate package. The mentioned above model will make possible to obtain analytical solutions of the problem, and to give the results as simple engineering formulas that are convenient for practical use.

1. Weicheng Li, Shimin Dong, Xiurong Sun. An Improved Sucker Rod Pumping System Model and Swabbing Parameters Optimized Design. *Mathematical Problems in Engineering*. 2018. Vol. 2018. Article ID 4746210. 15 p. <https://doi.org/10.1155/2018/4746210>

2. Tianxiao Zhang, Nong Zhang. Vibration Modes and the Dynamic Behaviour of a Hydraulic Plunger Pump. *Shock and Vibration*. 2016. Vol. 2016. Article ID 9679542. 7 p. <https://doi.org/10.1155/2016/9679542>

3. Yonggui M. The Causes and Prevention Measures of Stuck Pump Phenomenon of Rod-pumped Well in CBM Field. *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.* 2018. Vol. 113. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/113/1/012076>

4. Velichkovich A.S. Design features of shell springs for drilling dampers. *Chemical and Petroleum Engineering*. 2007. Vol. 43. P. 458-461. <https://doi.org/10.1007/s10556-007-0081-1>

5. Dutkiewicz M., Golebiowska I., Shatskyi I., Shopa V., Velychkovych A. Some aspects of design and application of inertial dampers. *MATEC Web of Conferences*. 2018. Vol. 178. 6 p. <https://doi.org/10.1051/matecconf/201817806010>

6. Shatskyi I., Popadyuk I., Velychkovych A. Hysteretic Properties of Shell Dampers. In *Springer Proceedings in Mathematics and Statistics*. 2018. Vol. 249. P. 343-350. https://doi.org/10.1007/978-3-319-96601-4_31

7. Velichkovich A., Dalyak T., Petryk I. Slotted shell resilient elements for drilling shock absorbers. *Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP Energies nouvelles*. 2018. Vol. 73. Iss. 34. P. 1-8. <https://doi.org/10.2516/ogst/2018043>

8. Velychkovych A., Petryk I., Ropyak L. Analytical study of operational properties of a plate shock absorber of a sucker-rod string. *Shock and Vibration*. 2020. Vol. 2020. Article ID 3292713. 7 p. <https://doi.org/10.1155/2020/3292713>

УДК 621.43

В.М. Бганцев, канд. техн. наук

В.М. Кіреєва

А.М. Левтеров, канд. техн. наук

*Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України
(Харків, Україна, dppp-2@ukr.net)*

ОЦІНКА ВПЛИВУ МІКРОДОБАВОК ВОДНЮ ДО МОТОРНОГО ПАЛИВА НА НАДІЙНІСТЬ ПОРШНЕВОГО ДВЗ

Метою застосування альтернативних палив, або додавання до штатного моторного палива мікродобавок різного роду модифікаторів, є покращення основних експлуатаційних показників (економічність, питома потужність, екологічність) поршневих двигунів внутрішнього згорання. Це досягається шляхом зміни перебігу робочих процесів у циліндрі двигуна, яка супроводжується й зміною їх параметрів (тиск і температура). Останні впливають на термонапружений стан елементів циліндропоршневої групи, який визначає їх ресурс, тобто один з важливих показників надійності двигуна.

У роботі виконано розрахункову оцінку впливу мікродобавок водню до штатного моторного палива на термонапружений стан поршня швидкохідного двигуна внутрішнього згорання. Задля цього було побудовано тривимірну розрахункову модель поршня та визначено граничні умови його термосилового навантаження. Розв'язання задачі теплопровідності та термопружності виконувалось із використанням методу скінченних елементів.

Результати розрахункового моделювання теплового й термонапруженого стану поршня швидкохідного двигуна, що працював на штатному нафтовому паливі з мікродобавкою водню в режимі номінального навантаження, показали, що температурний та термонапружений стан поршня не погіршився у порівнянні з його станом в умовах роботи двигуна на штатному паливі без мікродобавки водню та на тому ж режимі навантаження.

Таким чином, можна зробити висновок, що мікродобавка водню до штатного моторного палива не має негативного впливу на один із показників надійності двигуна – ресурс його поршня.

УДК 620

Г.П. Блінніков, канд. техн. наук, доц.

С.Я. Підгайчук, канд. техн. наук, доц.

В.М. Шевчук, канд. пед. наук, доц.

*Національна академія Державної прикордонної служби України
імені Богдана Хмельницького
(Хмельницький, Україна)*

ДЕЯКІ АСПЕКТИ ВИНИКНЕННЯ ПОХИБОК ПРИ ВИЗНАЧЕННІ ПРУЖНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕХНІЧНИХ ГУМ

Військові інженери у своїй діяльності часто зустрічаються з проблемами віброзахисту елементів конструкцій і деталей машин швидкісних транспортних засобів, високопродуктивних машин та інших інженерних споруд. При складанні розрахункової схеми, окрім геометрії об'єкта і навантажень, велике значення мають властивості матеріалу, з якого виготовляється об'єкт. Механічні характеристики конструкційних матеріалів, зокрема пружність, визначаються шляхом випробувань матеріалів на спеціальному устаткуванні.

Об'єктом досліджень були зразки, виготовлені із гуми загального призначення. Метою роботи було визначення характеристик пружності гуми та врахування похибок, які виникають під час експериментальних досліджень.

Досліджувалися зразки гуми у вигляді шнура однаковою довжиною 17 см та різних діаметрів 2, 3 і 5 мм. Для всіх зразків були визначені модулі Юнга та коефіцієнт Пуассона. Так, для зразків діаметром 5 мм та довжиною 17 см, ці показники відповідно дорівнювали $0,63 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$ та 0,55. Однак, якщо ці показники порівняти з табличними даними, які становлять відповідно: $0,9 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$ та 0,6, то спостерігається невідповідність між визначеними характеристиками матеріалу. Цей факт пояснюємо тим, що об'єм зразка при деформації розтягу зменшується за рахунок неоднакової зміни відстаней між молекулами матеріалу в поперечному та поздовжньому напрямках. При стандартних розрахунках визначення механічних характеристик матеріалів діаметр зразка, за всією його довжиною, приймається однаковий [1]. Розрахунки при сталому об'ємі для зразків діаметром 5 мм показують, що при видовженні зразка від 17 до 25 см, його діаметр зменшується до 4,12 мм. Проведені експериментальні дослідження фіксують зміну діаметра шнура всередині та його кінцях від 3,5 до 5 мм. Розрахунки об'єму за експериментальними значеннями доводять його зменшення. Таким чином, при аналітичних дослідженнях механічних характеристик пружних матеріалів, на відміну від непружних матеріалів, потрібно враховувати зміну розмірів поперечного перерізу зразків по довжині через зміни об'єму.

Перспективи подальших робіт будуть торкатися досліджень пружних характеристик широкого спектра гум.

1. Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів. Київ: Вища школа, 1993. 656 с.

УДК 534-6.08

Д.С. Бондарь
Т.Я. Батутина

*Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное»
им. М.К. Янгеля»
(Днепр, Украина, info@yuzhnoye.com)*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ПРИ СТАРТЕ РКН С ГАЗОХОДОМ ЧИСЛЕННЫМ МОДЕЛИРОВАНИЕМ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РАЗЛИЧНЫХ МОДЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОГО ПОТОКА

В настоящее время разработчики космических аппаратов всё больше ужесточают требования к шумоизоляции головных обтекателей ракет и общим уровням звука, генерируемым на стартовых столах при старте, а также по срокам подготовки к пуску. Так как реализация натурных испытаний и измерение акустических нагрузок при них требует времени и больших денежных вложений, всё большую актуальность приобретает численное моделирование процессов акустического нагружения при старте.

В данной работе проведено моделирование акустических нагрузок на ракету-носитель (РКН) при старте со стартового стола с газоходом в среде Ansys 19 R2 (модуль Fluent).

Была построена двухмерная модель РКН на старте и проведено численное моделирование процесса генерации звука в истекающей струе двигательной установки (ДУ). Задача моделирования решалась для 6-ти вариантов с использованием 3-х моделей турбулентности: k-epsilon, k-omega и SST, в стационарном и нестационарном режимах. Т. е. уравнение движение потока преобразовывалось к виду, в котором добавлено влияние флуктуации средней скорости (в виде кинетической энергии потока и процесса уменьшения этой флуктуации (диссипации) за счёт сил вязкости) – модель k-epsilon. При решении по модели k-omega, вместо определения величины диссипации, решалось уравнение скорости диссипации. При использовании модели SST – Shear Stress Transport (Перенос сдвиговых напряжений) решение являлось смесью первых двух: для расчёта течения в свободной струе применялась модель k-epsilon, а для расчёта пристеночных процессов использовалась k-omega.

В результате расчета получены картины отклонения и растекания струй ДУ на стартовом столе, а также геометрическое распределение, частотные спектры и мощности акустических источников в моделируемых струях.

Результаты расчётов (частотные спектры, мощности и расположение акустических источников) по каждой из 6-ти численных моделей сравнивались между собой. Также проводилось сравнение с результатами расчёта по полуэмпирическим методикам «КБ «Южное», с акустическими измерениями

при старте реальной РКН разработки «КБ «Южное» и с результатами моделирования и стендовых испытаний зарубежных исследователей, представленных в работах [1–4].

Основными критериями сравнения были: точность воспроизведения численными моделями уровней и спектров акустических нагрузок, распределение и направленности акустических источников в свободной и в отклонённой струе, снижение акустической мощности струи по мере удаления от сопла ДУ.

В результате сравнения установлено, что модель турбулентности k-omega наиболее приемлема и обеспечивает наибольшее сходство с натурным изделием в части геометрического распределения, мощностей и спектров частот акустических источников в струе.

1. Varnier J. Experimental study and simulation of rocket engine freejet noise. *AIAA J.* 2001. Vol. 39. No. 10. P. 1851–1859. <https://doi.org/10.2514/2.1199>
2. Varnier J., Raguene W. Experimental characterization of the sound power radiated by impinging supersonic jets. *AIAA J.* 2002. Vol. 40. No. 5. P. 825–831. <https://doi.org/10.2514/2.1746>
3. Cristopher K., Viswanathan K., Ahuja K., Panda J. The sources of jet noise: experimental evidence. *J. Fluid Mech.* 2008. Vol. 615. P. 253–292. <https://doi.org/10.1017/S00222112008003704>
4. Cristopher K., Pastouchenko N., Schlunker R. Noise source distribution in supersonic jets. *Journal of Sound and Vibration.* 2006. Vol. 291. P. 192–201. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2005.06.014>

УДК 539.372, 539.38

М.В. Бородій, д-р техн. наук, проф.

В.О. Стрижало, чл.-кор. НАН України

Інститут проблем міцності імені Г.С. Писаренка НАН України

(Київ, Україна, ips@ipp.kiev.ua)

НАБЛИЖЕНЕ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА НЕПРОПОРЦІЙНОГО ЦИКЛІЧНОГО ЗМІЦНЕННЯ

Вступ. Високонавантажені елементи сучасної техніки часто піддаються малоцикловому складному (багатовісному) навантаженню. За такого навантаження при деформуванні з контролем за деформаціями для багатьох металевих матеріалів спостерігається збільшення рівня деформаційного зміцнення у порівнянні з простим одновісним циклічним навантаженням та суттєве зниження довговічності [1, 2]. Встановлено, що більш складній траєкторії циклічного деформування, яка характеризується частою зміною напрямків дії прикладених зусиль і моментів за цикл навантаження, відповідає більший рівень деформаційного зміцнення [3] та спостерігається суттєва зміна мікроструктури матеріалу [4].

Для врахування в розрахункових моделях ступеню деформаційного зміцнення в залежності від виду траєкторії циклу використовуються, так звані, міри або параметри непропорційності [1, 5, 6]. При цьому в якості базової характеристики матеріалу виступає чутливість матеріалів до непропорційного навантаження, яка кількісно визначається через коефіцієнт непропорційного циклічного зміцнення (КНЦЗ) α . Цей коефіцієнт отримують експериментально на основі відношення максимальних еквівалентних напружень за непропорційного навантаження за синусоїдального закону деформування зі зсувом фаз на 90 градусів між осьовою і крутною компонентами до величини відповідних напружень за пропорційного деформування за однакового розмаху еквівалентних деформацій.

У роботі [7] було показано, що цей коефіцієнт корелює з коефіцієнтом деформаційного зміцнення матеріалу β за статичного навантаження, який виражається через відношення границі міцності σ_B до границі текучості σ_T матеріалу. Це дозволило вперше запропонувати наближену емпіричну залежність для визначення КНЦЗ без необхідності виконання складних циклічних експериментів за непропорційного навантаження [7]. Дослідження по непрямому визначенню коефіцієнту непропорційного циклічного зміцнення отримали свій подальший розвиток у роботах [8–11]. Пізніше в роботі [8] відзначався основний недолік підходу [7], який полягав у неврахуванні рівнів амплітуд циклічного навантаження при визначенні КНЦЗ.

Метою даної роботи є огляд підходів, щодо визначення КНЦЗ та удосконалення методу, запропонованого в роботі [7].

Методи визначення коефіцієнта непропорційного циклічного зміцнення. Як зазначено у вступі, КНЦЗ визначається за результатами експериментальних випробувань на малоциклову втому матеріалів при пропорційному і непропорційному контрольованому за деформаціями навантаженні. При цьому КНЦЗ розраховується на основі отриманих максимальних еквівалентних напружень як:

$$\alpha = \sigma_{eq}^{np} / \sigma_{eq}^p - 1, \quad (1)$$

де σ_{eq}^{np} , σ_{eq}^p – максимальні значення еквівалентних напружень за непропорційного і пропорційного циклічного деформування, відповідно.

На основі узагальнення значної кількості експериментальних даних, для спрощення визначення КНЦЗ, в роботі [6] було запропоновано емпіричну залежність для наближеного визначення цього коефіцієнта:

$$\lg \alpha = 0,705\beta - 1,22, \quad (2)$$

де β - коефіцієнт зміцнення матеріалу, який визначається через відношення границі міцності σ_B до границі текучості σ_T :

$$\beta = \sigma_B / \sigma_T - 1. \quad (3)$$

У роботі [9] коефіцієнт β також використовувався при побудові емпіричної залежності для визначення КНЦЗ, а саме:

$$\alpha = \beta - 0,28\beta^2. \quad (4)$$

За допомогою виразу (4) були отримані задовільні результати визначення КНЦЗ для обмеженої вибірки металів з ГЦК і ОЦК структурою, які досліджувались в роботі [12].

На рис. 1 представлено порівняння застосування емпіричних виразів (2) і (4) при апроксимації експериментальних значень КНЦЗ α , отриманих за даними роботи [12]. В дослідженні [12] були охоплені наступні матеріали: SUS316, SUS304, SUS310S, OFHC Cu, 6061 Al, 1070 Al, SGV410, SUS430, S25C, S45C, S55C.

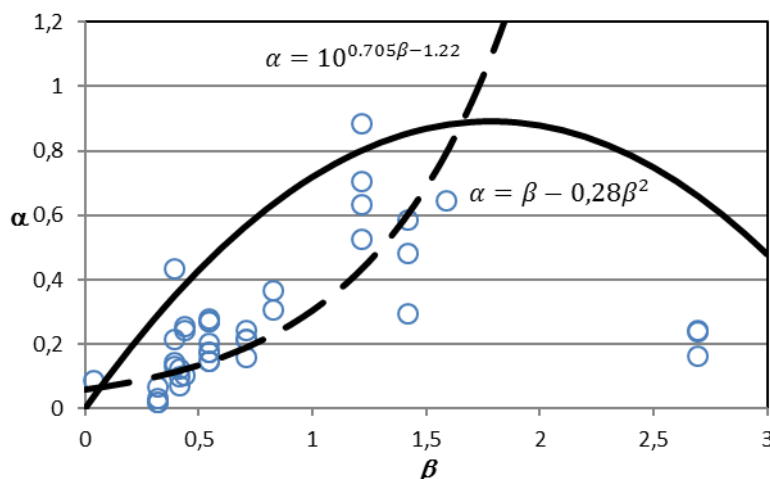


Рис.1. Апроксимація експериментальних значень КНЦЗ (точки) виразами (2) та (4)

У роботі [8] було показано, що для більш точного визначення КНЦЗ α , крім параметрів статичної діаграми деформування, слід також враховувати параметри циклічної діаграми за пропорційного навантаження. Тому замість коефіцієнта β у виразі для визначення КНЦЗ було запропоновано використовувати коефіцієнт циклічного зміцнення h , а саме:

$$\alpha = 1,6h^2 + 0,6h, \quad h = 1 - \sigma_M / \sigma_C \quad (5)$$

де σ_C – еквівалентні напруження за одновісного циклічного навантаження; σ_M – напруження за монотонного навантаження за одного й того ж рівня деформацій. При цьому параметр h залежить від амплітуди деформування.

Удосконалення методу визначення КНЦЗ. З метою покращення визначення КНЦЗ на основі виразу (2) були проаналізовані експериментальні значення КНЦЗ в залежності від амплітуди циклічного навантаження. Виявлено, що для металів з ГЦК структурою зі збільшенням амплітуди деформацій КНЦЗ зростає, а для металів з ОЦК структурою переважно спадає або залишається сталим. Характер залежності добре описується логарифмічною функцією. Тоді з урахуванням зазначеного, замість параметра β у виразі (2) пропонується використовувати параметр g :

$$g = \beta \cdot (1 \pm \lg(\bar{\epsilon})), \quad (6)$$

де $\bar{\epsilon}$ – безрозмірне значення амплітуди деформацій $\bar{\epsilon} = \epsilon_a / \epsilon_n$, ϵ_a – амплітуда деформацій; ϵ_n – нормувальне значення амплітуди деформацій, яке можна прийняти на рівні 0,2%. Знак «+» слід використовувати для зростаючих трендів (ГЦК матеріали), а «-» для спадаючих та сталих (ОЦК матеріали).

На рис. 2 представлені результати застосування залежності (2) з новим параметром g для описання експериментальних значень КНЦЗ α . Спостерігається хороша відповідність використання цієї залежності (суцільна лінія) для апроксимації експериментальних значень (точки) КНЦЗ для різних типів матеріалів.

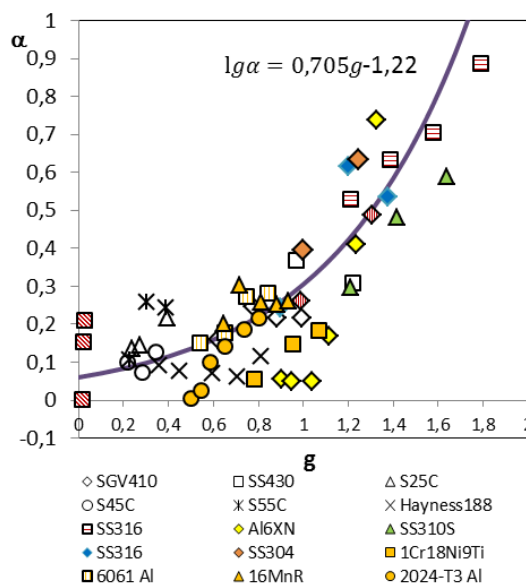


Рис.2. Відповідність залежності (2) експериментальним значенням КНЦЗ α (точки) при застосуванні параметра g

Висновки. Порівняльний аналіз непрямих підходів визначення коефіцієнта непропорційного циклічного зміцнення свідчить про необхідність врахування в них амплітуди циклічного навантаження для отримання результатів, які б краще погоджувались з експериментом. На основі аналізу значної кількості експериментальних даних отримано новий кореляційний параметр. Він враховує деформаційне зміцнення за монотонного навантаження матеріалу та амплітуду циклічного навантаження. Його використання в запропонованій раніше емпіричній залежності дозволяє суттєво покращити визначення коефіцієнта непропорційного циклічного зміцнення.

1. Fatemi A., Shamsaei N. Multiaxial fatigue: an overview and some approximation models for life estimation. *Int. J. Fatigue*. 2011. Vol. 33. Iss. 8. P. 948 – 958. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2011.01.003>
2. Skibicki D. Phenomena and computational models of non-proportional fatigue of materials. Springer International Publishing, 2014. 126 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-01565-1>
3. Pejkowski L., Skibicki D. Stress-strain response and fatigue life of four metallic materials under asynchronous loadings: Experimental observations. *Int. J. Fatigue*. 2019. Vol. 128. P. 105202. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2019.105202>
4. Batane N.R., Morrison D.J., Moosbrugger J.C. Cyclic plasticity of polycrystalline nickel under axial-torsional loading. *Material Science and Engineering A*. 2010. Vol. 528. Iss. 1. P. 467–473. <https://doi.org/10.1016/j.msea.2010.09.039>
5. Borodii M.V., Strizhalo V.A. Hardening and lifetime prediction under biaxial low-cycle fatigue. In: Proceeding of 7th Int. Conf. Biaxial/Multiaxial Fatigue and Fracture. Berlin. 2004. P. 279–284.
6. Borodii M.V. Life calculations for materials under irregular nonproportional loading. *Strength of Materials*. 2007. Vol. 39. No. 5. P. 560–565. <https://doi.org/10.1007/s11223-007-0063-8>
7. Borodii M.V., Shukaev S.M. Additional cyclic strain hardening and its relation to material structure, mechanical characteristics, and lifetime. *Int. J. Fatigue*. 2007. Vol. 29. Iss. 6. P. 1184–1191. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2006.06.014>
8. Shamsaei N., Fatemi A. Effect of microstructure and hardness on non-proportional cyclic hardening coefficient and prediction. *Materials Science and Engineering A*. 2010. Vol. 527. Iss. 12. P. 3015–3024. <https://doi.org/10.1016/j.msea.2010.01.056>
9. Paul S.K. Prediction of non-proportional cyclic hardening and multiaxial fatigue life for FCC and BCC metals under constant amplitude of strain cycling. *Material Science & Engineering A*. 2016. Vol. 656. P. 111–119. <https://doi.org/10.1016/j.msea.2016.01.029>
10. Mei J., Dong P.M. A new path-dependent fatigue damage model for non-proportional multi-axial loading. *Int. J. Fatigue*. 2016. Vol. 90. P. 210–221. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2016.05.010>
11. Mei J., Dong P. Modeling of path-dependent multi-axial fatigue damage in aluminum alloys. *Int. J. Fatigue*. 2017. Vol. 95. P. 252–263. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2016.10.031>
12. Itoh T., Yang T. Material dependence of multiaxial low cycle fatigue lives under nonproportional loading. *Int. J. Fatigue*. 2011. Vol. 33. Iss. 8. P. 1025–1031. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2010.12.001>

УДК 620.1:629.7.023.224

К.П. Буйських, канд. техн. наук, ст. наук. співроб.

*Інститут проблем міцності імені Г.С.Писаренка НАН України
(Київ, Україна, bkr@ipp.kiev.ua)*

МЕТОДИ ОЦІНКИ ПОШКОДЖУВАНOSTІ ТА ПОТОЧНОГО РЕСУРСУ ЕЛЕМЕНТІВ АВІАЦІЙНО-КОСМІЧНОЇ ТЕХНІКИ ЗА ЕКСТРЕМАЛЬНИХ УМОВ ТЕРМОМЕХАНІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

Розвиток сучасної техніки авіаційно-космічної галузі, забезпечення її надійності в значній мірі пов'язаний з розробкою нових класів матеріалів, врахуванням їх специфіки в процесі створення конструкції та коректним відображенням у дослідженнях реальних режимів експлуатації. Ефективність такої техніки визначається, насамперед, практичною можливістю реалізувати теплові процеси з екстремальними термодинамічними параметрами і відповідним рівнем наукової бази, що дозволяє забезпечити високу достовірність результатів, надійність і працездатність конструкції в складних умовах термомеханічного навантаження, високих температур, корозійного та ерозійного впливу швидкісних газових потоків.

Для оперативного вирішення питань створення, оптимізації складу та технологій одержання матеріалів різних класів на різних стадіях розвитку і впровадження нових технічних рішень в області транспортного двигунобудування, ракетно-космічної і ряду інших областей нової техніки в Інституті проблем міцності НАН України під безпосереднім науковим керівництвом Г. С. Писаренка, 110-річчя з дня народження якого ми відзначаємо 12 листопада, створена багатофункціональна експериментальна база.

У 1955 році створений комплекс газодинамічних високотемпературних стендів, який на певних етапних проміжках розвитку техніки модифікувався, доопрацьовувалися та обладнувалися додаткові системи, які дають можливість здійснювати режими теплового навантаження в діапазоні температур 100...3000 К довільної тривалості з різними швидкостями зміни температури та швидкості газового потоку, включаючи транс- та надзвукові діапазони, моделюючи стан натурних елементів конструкцій практично при будь-яких режимах їхньої експлуатації. Розроблялась необхідна методична база, яка ґрунтується на засадах теорій подоби, розмірностей, математичного та фізичного моделювання процесів при вивченні пошкоджуваності, міцності та надійності конструкцій. Фундаментальною базою цих підходів є класичні теорії подібності та розмірностей, основні положення яких трансформовані і адаптовані стосовно завдань дослідження термоциклічної міцності матеріалів і пошкоджуваності елементів конструкцій при навантаженні у високошвидкісних високотемпературних газових потоках. Для обґрунтованого підходу до моделювання стендових випробувань урахувалися три групи чинників, що

визначають роботоздатність конструкції в теплових потоках змінних термодинамічних параметрів: абсолютні значення температур матеріалу, нестационарність процесів зміни температури, вплив зовнішнього середовища.

Результати комплексу стендових досліджень матеріалів різних класів, натурних конструкційних елементів газотурбінних двигунів, зокрема лопаток, і їх моделей для вирішення задач і питань оптимізації технології конструювання лопаткового апарата, зокрема з захисними покриттями, за критеріями опору термосиловому навантаженню практично впроваджені на таких провідних моторобудівних підприємствах, як: ЗМКБ «Прогрес» та «МОТОРОБУДІВНИК» («МОТОР-СІЧ») (Запоріжжя), СПБ «МАШПРОЕКТ» (Миколаїв), ЦКБ «ПРОМЕТЕЙ» (С.-Петербург); КБ ім. Климова, КБ «САТУРН», з-д «СОЮЗ» (Москва); КБ «МОТОРОБУДІВНИК» (Куйбишев).

Другою принциповою проблемою, яка вирішувалась на газодинамічних, було дослідження нових композиційних матеріалів та створення оптимальних конструкцій теплового захисту космічних літальних апаратів і елементів ракетних двигунів. Вирішувалося коло задач, що включають вибір оптимальних класів і сполучень матеріалів і методів конструювання теплозахисних пакетів; відпрацьовування розмірів теплозахисних конструкцій для різних по теплонавантаженості елементів поверхонь космічних апаратів, вибір оптимальних способів кріплення блоків теплозахисних матеріалів між собою і всієї конструкції на поверхні апарату, включаючи захист люків, ілюмінаторів тощо. Умови стендових випробувань моделювали по інтенсивності, тривалості і періодичності теплового впливу реальних траєкторій руху космічних апаратів у щільних шарах атмосфери. Дослідні роботи виконувались у тісній взаємодії з провідними підприємствами у галузі космічної техніки: ДП КБ «Південне», НВО «Енергія», КБ «Енергомаш» та ін. стосовно теплозахисних конструкцій космічних апаратів і ракетних двигунів комплексів «Восток», «Союз», «Буран», інших спеціальних об'єктів.

Основні результати, наведені в даній доповіді, стосуються методичних особливостей та результатів стендових досліджень останніх років з цих двох напрямків.

Стосовно першого напрямку досліджень на газодинамічному стенді – газотурбінної тематики, наведено результати дослідження процесів деградації матеріалу в зонах екстремальних температур і термічних напружень, які вказують на необхідність врахування цих змін для обґрунтованої оцінки реального ресурсу елементів конструкцій енергетичних машин. Аналіз процесів пошкодження поверхневого шару матеріалу проведено стосовно таких інтенсивно-термонавантажених елементів конструкцій, як лопатки газотурбінних двигунів з фіксацією зміни структури, елементного складу і властивостей цього деградуючого шару. Кінетика стану приповерхневих шарів на моделях із різних жароміцних сплавів досліджувалася в залежності від тривалості експлуатації та рівня термонапруженого стану, як до появи тріщин, так і з урахуванням тріщин термічної втоми, локалізованих в різних за інтенсивністю термонапружених зонах. Узагальнення відомих і представлених в роботі оригінальних результатів свідчить про недостатність підходів і методів

прогнозування реального ресурсу, які ґрунтуються на інформації про зміну властивостей матеріалу лопатки без урахування локалізації таких змін в поверхневих шарах. Встановлено, що зміни властивостей деградованого шару суттєво впливають на напружено-деформований стан елемента конструкції при різних граничних умовах. Показано, що не урахування чинників, пов'язаних з впливом деградованого шару матеріалу елемента конструкції, може привести до значних відхилень значень розрахункового від реального напружено-деформованого стану, одного з обов'язкових компонентів всіх методик оцінки поточного ресурсу конструкції в цілому. Ґрунтуючись на значній базі результатів з дослідження поверхневих шарів елементів конструкцій у високотемпературних газових потоках стенди використовуються тепер для відпрацювання спільно з ІЕЗ ім. Є.О. Патона НАН України ремонтних та відновлювальних технологій на таких елементах газотурбінних двигунів, як соплові і робочі лопатки турбіни та камери згоряння.

Стосовно другого напрямку досліджень – ракетно-космічної тематики, проведено комплекс досліджень впливу геометричних та технологічних чинників на реальні механічні властивості та несівну здатність оболонкових конструкцій ракетно-космічної техніки на великогабаритних моделях із вуглець-вуглецевих композиційних матеріалів в умовах, що моделювали натурні.

Розроблені розрахунково-експериментальні методи, модернізована методична та експериментальна база газодинамічних стендів для моделювання умов аеродинамічного нагрівання елементів конструкцій сучасної ракетно-космічної техніки. Проведено дослідження працездатності елементів конструкцій ракетно-космічної техніки різного функціонального призначення в умовах, що забезпечують еквівалентність процесів пошкодження в модельних і натурних умовах.

Проведені випробування із різних матеріалів макетів кромek повітрозабірників прямоточних повітряно-реактивних двигунів безпілотних апаратів, макетів носової частини та аеродинамічних рулів із багатофункціональними теплозахисними та радіопоглинальними покриттями, шаруватих металевих теплозахисних конструкцій космічних апаратів багаторазового використання. Результати випробувань використовуються при проектуванні та відпрацюванні нових перспективних виробів ракетно-космічної техніки у співпраці з ДП «КБ «Південне».

УДК 539.375

Э.С. Велизаде

Азербайджанский технический университет
(Баку, Азербайджан, evve2525@gmail.com)

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ФРИКЦИОННОЙ ПАРЫ ТОРМОЗНОГО МЕХАНИЗМА С РАВНОМЕРНЫМ ДАВЛЕНИЕМ

Исследования напряженно-деформированного состояния в деталях фрикционной пары тормозного механизма «барабан-накладка» широко используемых в различных грузовых автомобилях, показывают, что деформации и контактное давление распределяются неравномерно по трущимся поверхностям. Неравномерное распределение контактного давления на поверхности трения служит причиной неравномерного износа накладки и барабана. В связи с этим, необходимо, чтобы проектируемая фрикционная пара «барабан-накладка» обладала минимальной неравномерностью распределения давления на трущихся поверхностях барабана и накладки. Повышению работоспособности фрикционной пары тормозного механизма «барабан-накладка» будет способствовать разработка математической модели контактного взаимодействия и изнашивания для фрикционной пары «барабан-накладка», позволяющей рассчитать оптимальную микрогеометрию поверхности трения, при которой распределение контактного давления близко к равномерному для заданных режимах торможения автомобиля.

Рассмотрим напряженно-деформированное состояние фрикционной накладки при торможении автомобиля. При многократном повторнократковременном режиме торможения происходит взаимодействие между контактирующими поверхностями накладки и барабана, возникают силы трения, приводящие к изнашиванию материалов сопряжения.

Считается, что к внутренней поверхности барабана прижимается накладка. При этом область контакта занимает всю ширину накладки и не меняется при торможении. Полагаем, что выполняются условия плоской деформации. Отнесем накладку к полярной системе координат. Представим неизвестную границу наружного контура накладки в виде

$$r = \rho(\theta), \quad \rho(\theta) = R + \varepsilon H(\theta), \quad H(\theta) = \sum_{k=0}^{\infty} (a_k^0 \cos k\theta + b_k^0 \sin k\theta),$$

в котором функция $H(\theta)$ подлежит определению.

Аналогично, неизвестный заранее внутренний контур барабана близок круговому и может быть представлен в виде

$$\rho_1(\theta) = R_1 + \varepsilon H_1(\theta), \quad H_1(\theta) = \sum_{k=0}^{\infty} (a_k^1 \cos k\theta + b_k^1 \sin k\theta),$$

в которой функция $H_1(\theta)$ также подлежит определению при решении задачи оптимизации.

Требуется определить микрогеометрию поверхности трения (функции $H(\theta)$ и $H_1(\theta)$), при которых распределенное контактное давление трущейся пары было бы близко к равномерному для заданных режимах торможения автомобиля. Это дополнительное условие позволяет определить искомые функции $H(\theta)$ и $H_1(\theta)$.

Для решения поставленной задачи оптимизации вначале решается [1] износоскопная задача о вдавливании накладки в поверхность барабана.

Условие, связывающее перемещения накладки и барабана, имеет вид

$$v_1 + v_2 = \delta(\theta), \quad |\theta| \leq \theta_0, \quad (1)$$

где $\delta(\theta)$ – осадка точек поверхности накладки и барабана, определяемая формой поверхности накладки и барабана, а также величиной прижимающей силы P ; $2\theta_0$ – угол обхвата фрикционных накладок.

Для определения перемещений накладки и барабана соответственно решаются задачи термоупругости и используется кинетическое уравнение изнашивания материала для накладки и барабана [2].

В зоне контакта, помимо нормального давления $p(\theta, t)$, действует касательное усилие, связанное с контактным давлением по закону Амонтона-Кулона. Усилия трения $\tau_{\theta}(\theta, t)$ способствуют тепловыделению в области контакта. Формула для контактного давления, которую символически можно записать в виде

$$p(\theta, t) = (\theta, t, a_0^0, a_k^0, b_k^0, a_0^1, a_k^1, b_k^1) \quad (k = 1, 2, \dots, m), \quad (2)$$

показывает, что контактное давление линейно зависит от искомых коэффициентов $a_k^0, b_k^0, a_k^1, b_k^1$ рядов Фурье функций $H(\theta)$ и $H_1(\theta)$.

Таким образом, функции $H(\theta)$ и $H_1(\theta)$, описывающие профиль поверхности трения, должны быть выбраны так, чтобы обеспечивалось равномерное распределение контактного давления наилучшим образом. Для построения недостающих алгебраических уравнений для нахождения коэффициентов $a_k^0, b_k^0, a_k^1, b_k^1$ используем принцип наименьших квадратов.

Знание коэффициентов $a_k^0, b_k^0, a_k^1, b_k^1$ функций $H(\theta)$ и $H_1(\theta)$ позволяет на стадиях проектирования и изготовления выбирать класс шероховатости обработанной внешней поверхности накладки и внутренней поверхности тормозного барабана, обеспечивающий повышение износостойкости фрикционной пары тормозной системы грузового автомобиля за счет равномерного распределения контактного давления.

1. Мирсалимов В.М., Гасанов Ш.Г., Гейдаров Ш.Г. Износоскопная задача о вдавливании колодки с фрикционной накладкой в поверхность барабана. *Трибология – машиностроению*: тр. XII междунар. науч.-техн. конф., посв. 80-летию ИМАШ РАН (Москва, 19–21 нояб. 2018 г.). Ижевск: Ин-т компьютерных исследований, 2018. С. 342–344.

2. Горячева И.Г., Добычин М.Н. Контактные задачи в трибологии. Москва: Машиностроение, 1988. 256 с.

УДК 539.375

Ш.Г. Гасанов, д-р техн. наук, проф.
С.А. Аскеров

*Азербайджанский технический университет
(Баку, Азербайджан, hssh3883@gmail.com)*

ЗАРОЖДЕНИЕ КОГЕЗИОННОЙ ТРЕЩИНЫ В ТОРМОЗНОМ БАРАБАНЕ ПРИ ДЕЙСТВИИ ТЕМПЕРАТУРНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

При скоростном торможении автомобиля в сравнительно короткий промежуток времени выделяется значительное количество тепла, что приводит к чрезмерному нагреву барабана тормозного механизма и потере тормозного момента. Также на напряженно-деформированное состояние тормозного барабана влияет его неравномерный нагрев. При длительном торможении температурные напряжения имеют важное значение для тормозного механизма автомобиля. Поэтому для надежности тормозного механизма и безопасности транспортного средства очень важно прогнозировать трещинообразование в тормозном барабане при торможении с учетом температурных напряжений.

Будем рассматривать тормозной барабан, внутренний контур которого близок к круговому, как однородное изотропное тело. Известно, что его реальная поверхность не бывает абсолютно гладкой, так как имеет микро- и макроскопические неровности технологического характера, образующие шероховатость. При повторно-кратковременном режиме торможения тормозной барабан подвергается многократному циклическому нагружению. При этом в материале барабана возникают концентраторы напряжений (области ослабленных межчастичных связей материала). Принято, что в областях ослабленных межчастичных связей материала осуществляется неупругое деформирование. Через некоторое число циклов нагружений (торможений) возможность деформирования исчерпывается, и раскрытие берегов области ослабленных межчастичных связей материала резко возрастает. Когда раскрытие берегов зоны предразрушения достигает предельного для материала барабана значения δ_c , происходит зарождение [1] усталостной трещины. Взаимодействие берегов зоны предразрушения будем моделировать силами сцепления между берегами. Следовательно, область зарождения когезионной трещины в барабане рассматриваем как зону предразрушения (зону ослабленных межчастичных связей материала). Размер зоны ослабленных межчастичных связей зависит от вида материала тормозного барабана. Он заранее неизвестен и определяется в ходе решения поставленной задачи, также как и местоположение зоны предразрушения.

Зона предразрушения мала относительно остальной части барабана и ее можно мысленно заменить разрезом, поверхности которого взаимодействуют между собой по некоторому закону, соответствующему действию удаленного материала. Поэтому зарождение когезионной трещины в поставленной задаче

представляет собой переход зоны предразрушения в область разорванных связей между поверхностями материала тормозного барабана.

Считается, что на начальном этапе образования зоны предразрушения, ее размеры гораздо меньше толщины барабана. Принято, что выполняются условия плоской деформации. Отнесем тормозной барабан к полярной системе координат $r\theta$ и рассмотрим некоторую произвольную реализацию шероховатости внутренней поверхности барабана. Представим границу внутренней окружности в виде $\rho(\theta) = R_0 + \varepsilon H(\theta)$, где ε – малый параметр.

Так как при торможении автомобиля из-за внешнего трения в зоне контакта с фрикционной накладкой действует поверхностный источник тепла (на внутренней поверхности барабана), температура барабана повышается. Температурное поле в тормозном барабане в системе координат, совершающей вращательное перемещение, описывается уравнением теории теплопроводности при граничных условиях

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = -Q(\theta) \text{ на площадке, } \lambda \frac{\partial T}{\partial n} - \alpha_1(T - T_c) = 0 \text{ вне площадки контакта,}$$

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial n} + \alpha_2(T - T_c) = 0 \text{ на внешней поверхности барабана.}$$

Коэффициенты теплопроводности материала барабана в осевом, окружном и радиальном направлении приняты одинаковыми и независимыми от координат и температуры.

Краевые условия задачи о температурных напряжениях в тормозном барабане с зоной предразрушения будут иметь вид:

$$\sigma_n = 0, \quad \tau_{nt} = 0 \quad \text{при } r = \rho(\theta), \quad (1)$$

$$\sigma_r = 0, \quad \tau_{r\theta} = 0 \quad \text{при } r = R_1, \quad (2)$$

$$\sigma_{y_1} = q_{y_1}, \quad \tau_{x_1 y_1} = q_{x_1 y_1} \quad \text{на берегах зоны предразрушения,}$$

где $\sigma_r, \sigma_\theta, \tau_{r\theta}$ – компоненты тензора напряжений; q_{y_1} и $q_{x_1 y_1}$ – неизвестные пока усилия в связях между берегами зоны предразрушения.

В постановке задачи (1), (2) не хватает соотношения, связывающего раскрытие берегов зоны предразрушения и напряжения в связях:

$$(v_1^+ - v_1^-) - i(u_1^+ - u_1^-) = \Pi_y(x_1, q_{y_1})q_{y_1}(x_1) - i\Pi_x(x_1, q_{x_1 y_1})q_{x_1 y_1}(x_1). \quad (3)$$

Температуру $t = T - T_c$ ищем в виде разложения по малому параметру

$$t = t^{(0)} + \varepsilon t^{(1)} + \dots,$$

в котором пренебрегаем членами, содержащими малый параметр ε в степени выше первой. Каждое из приближений удовлетворяет дифференциальному уравнению теплопроводности. С использованием метода возмущений, краевая задача теории теплопроводности сводится к последовательности граничных задач, которые в каждом приближении решаются методом разделения переменных.

После решения краевой задачи теории теплопроводности в каждом приближении находим $t^{(0)}(r, \theta)$ и $t^{(1)}(r, \theta)$. Напряжения и перемещения в тормозном барабане, вызванные неравномерным нагревом, и другие

неизвестные задачи ищем в виде разложений по малому параметру. Значения компонент тензора напряжений при $r = \rho(\theta)$ находим, разлагая в ряд выражения для напряжений в окрестности при $r = R_0$.

С помощью метода возмущений получаем последовательность краевых задач о температурных напряжениях для тормозного барабана с круговыми границами. Для решения задачи термоупругости в каждом приближении используем термоупругий потенциал перемещений. Термоупругий потенциал перемещений определяется уравнениями

$$\Delta F^{(0)} = \beta t^{(0)}, \quad \Delta F^{(1)} = \beta t^{(1)}, \quad (4)$$

Уравнения (3) решались методами разделения переменных и вариации постоянных. Температурные функции $t^{(0)}(r, \theta)$ и $t^{(1)}(r, \theta)$ берутся из решения задачи теории теплопроводности в виде рядов Фурье. Вычисляя функцию $F^{(0)}(r, \theta)$, по известным формулам находим напряжения $\bar{\sigma}_r^{(0)}$, $\bar{\sigma}_\theta^{(0)}$, $\bar{\tau}_{r\theta}^{(0)}$ в нулевом приближении. Граничные условия термоупругого напряженного состояния, обусловленного действием неравномерного температурного поля в тормозном барабане, в нулевом приближении при этом не будут удовлетворены. Требуется найти второе напряженное состояние $\bar{\sigma}_r^{(0)}$, $\bar{\sigma}_\theta^{(0)}$, $\bar{\tau}_{r\theta}^{(0)}$. Комплексные потенциалы, описывающие второе напряженное состояние, ищем в виде

$$\begin{aligned} \Phi^{(0)}(z) &= \Phi_0^{(0)}(z) + \Phi_1^{(0)}(z) + \Phi_2^{(0)}(z), \\ \Psi^{(0)}(z) &= \Psi_0^{(0)}(z) + \Psi_1^{(0)}(z) + \Psi_2^{(0)}(z). \end{aligned} \quad (5)$$

Удовлетворяя функциями (5) граничному условию на берегах зоны предразрушения, получаем комплексное сингулярное интегральное уравнение относительно неизвестной функции, которая характеризует раскрытие берегов зоны предразрушения в нулевом приближении

$$g_1^{(0)}(x_1) = \frac{2G}{i(1+\kappa)} \frac{\partial}{\partial x_1} \left[u_1^{(0)+}(x_1, 0) - u_1^{(0)-}(x_1, 0) + i \left(v_1^{(0)+}(x_1, 0) - v_1^{(0)-}(x_1, 0) \right) \right],$$

где $\kappa = 3 - 4\nu$; G – модуль сдвига материала барабана.

Для внутренней зоны предразрушения необходимо к сингулярному интегральному уравнению добавить условие, которое обеспечивает однозначность смещений при обходе контура зоны предразрушения.

Требуя, чтобы функции (5) удовлетворяли граничным условиям задачи, получаем бесконечную систему алгебраических уравнений относительно коэффициентов a_k , b_k потенциалов $\Phi_0^{(0)}(z)$ и $\Psi_0^{(0)}(z)$.

С помощью процедуры алгебраизации сингулярное интегральное уравнение при дополнительном условии сводим к системе M алгебраических уравнений для определения M неизвестных $g_1^{(0)}(t_m)$. Переходя к комплексно-сопряженным величинам, получаем еще M алгебраических уравнений.

В правые части полученной системы входят неизвестные значения нормальных $q_{y_1}^{(0)}(x_1)$ и касательных $q_{x_1 y_1}^{(0)}(x_1)$ напряжений в узловых точках разбиения концевых зон трещины. Условием, определяющим неизвестные напряжения в связях между берегами в концевых зонах трещины, служит дополнительное соотношение (3) в нулевом приближении.

При этом используется метод конечных разностей. В результате получена комплексная алгебраическая система из M уравнений для определения приближенных значений $q_{y_1}^{(0)}(t_m)$ и $q_{x_1 y_1}^{(0)}(t_m)$ в узловых точках зоны предразрушения. Для замкнутости полученных алгебраических уравнений не хватает двух комплексных уравнений для определения местоположения вершин зоны предразрушения. Записывая условия конечности напряжений в вершинах зоны предразрушения, находим недостающие уравнения.

Благодаря неизвестным местоположения и размера зоны предразрушения, полученная алгебраическая система нелинейна. Ее численное решение позволяет найти координаты вершин (местоположение) и размер зоны предразрушения, напряженно-деформированное состояние тормозного барабана в нулевом приближении. После решения объединенной алгебраической системы переходим к построению решения задачи в первом приближении.

Для прогнозирования предельного состояния тормозного барабана, в котором появится когезионная трещина, используем критерий критического раскрытия берегов зоны предразрушения. Используя полученное решение, находим предельное условие, при котором в барабане появится когезионная трещина:

$$\frac{1 + \kappa}{2G} \frac{\pi l_1}{M} \sqrt{A_1^2 + B_1^2} = \delta_c, \quad (6)$$

Совместное решение полученных уравнений с условием (6) позволяет при заданных характеристиках материала тормозного барабана прогнозировать критическое значение контактного давления и размеры зоны предразрушения для состояния предельного равновесия.

Представленная расчетная модель позволяет на этапе проектирования барабанного колодочного тормоза грузового автомобиля устанавливать значения рабочих нагрузок, при которых тормоз имеет достаточный запас надежности; определять допустимый уровень дефектности и гарантированный ресурс барабана; подбирать для тормозного барабана материал, обладающий требуемым набором статических и циклических характеристик трещиностойкости. Выбор параметров барабана тормозного механизма на этапе проектирования должен учитывать следующее условие: интенсивность теплового воздействия при торможении не должна быть выше критического значения, вызывающего появление в барабане когезионной трещины.

1. Mirsalimov V.M. The solution of a problem in contact fracture mechanics on the nucleation and development of a bridged crack in the hub of a friction pair. *J. of Appl. Math. Mech.* 2007. Vol. 71. Iss. 1. P. 120–136. <https://doi.org/10.1016/j.jappmathmech.2007.03.003>

УДК 539.432

О.М. Герасимчук, д-р техн. наук, ст. наук. співроб.

О.В. Кононученко, канд. техн. наук, ст. наук. співроб.

*Інститут проблем міцності імені Г.С. Писаренка НАН України
(Київ, Україна, k4707@ukr.net)*

ПРОГНОЗУВАННЯ КІНЕТИКИ РОСТУ ВТОМНОЇ ТРІЩИНИ В ЗРАЗКАХ З КОНЦЕНТРАТОРОМ НАПРУЖЕНЬ.

На сьогодні загальноприйнято розділяти процес втомного руйнування на стадію зародження втомної тріщини (стадію 1) і стадію її росту до руйнування (стадію 2). У свою чергу, стадію 2 підрозділяють на стадії росту короткої та росту довгої тріщини, оскільки їхні кінетики росту суттєво відрізняються [1]. Для описання кінетики швидкості росту втомної тріщини широко застосовується лінійно-пружна механіка руйнування (ЛПМР), яка забезпечує потужний інструментарій для прогнозування швидкості росту тріщини в елементах конструкцій. У попередніх працях [1–3] було розроблено моделі росту втомної тріщини від поверхні гладкого зразка [1] і від вершини концентратора [2, 3]. Загальною перевагою розроблених моделей [1–3] є відсутність використання будь-яких втомних даних для їх наповнення.

Метою даної праці є удосконалення розробленого у [3] рівняння швидкості росту короткої втомної тріщини від концентратора напружень і на його основі розрахунок втомної довговічності під час росту такої тріщини від глухого отвору у зразках зі сталі 45.

За рушійну силу тріщини приймається коефіцієнт інтенсивності напружень (КІН). На відміну від [1, 2], в даній роботі автори визначають КІН для короткої тріщини, враховуючи її відмінності від довгої, і таким чином отримують єдине для короткої і довгої тріщин рівняння швидкості росту.

У попередній моделі [3] використовувалося спрощене кубічне рівняння швидкості росту тріщини dl/dN для ефективного розмаху КІН у вигляді

$$\frac{dl}{dN} = C(\Delta K)^3, \quad (1)$$

де ΔK – прикладений розмах КІН, $C = b/(\Delta K_{th,eff})^3$; b – середнє значення вектора Бюргерса для крайових та гвинтових дислокацій; $\Delta K_{th,eff}$ – пороговий розмах ефективного КІН для довгих тріщин, константа матеріалу, яка характеризує максимальний опір матеріалу росту тріщини. Рівняння (1) є апроксимацією так званої Перісової ділянки кінетичної діаграми втомного руйнування (КДВР) для довгих тріщин. Для апроксимації КДВР у ефективних координатах КІН разом із ділянкою припорогового росту запишемо степеневе рівняння у наступному вигляді:

$$\frac{dl}{dN} = C[(\Delta K_{eff})^3 - (\Delta K_{th,eff})^3], \quad (2)$$

де ΔK_{eff} – ефективний розмах КІН, $\Delta K_{eff} = K_{max} - K_{op}$, K_{max} – максимальний прикладений КІН циклу, K_{op} – значення КІН у момент повного розкриття берегів тріщини.

Тоді рівняння (2) матиме наступний вигляд:

$$\frac{dl}{dN} = C[(K_{max} - K_{op})^3 - (\Delta K_{th,eff})^3], \quad (3)$$

Під час підростання спочатку короткої тріщини ефект закриття тріщини (ЗТ) поступово збільшуватиметься. Таке збільшення ефекту ЗТ можна відобразити зміною параметру K_{op} наступним чином [4]:

$$K_{op} = K_{op,max}(1 - e^{-k'x}), \quad (4)$$

де $K_{op,max} = K_{max,th} - \Delta K_{th,eff}$, тобто $K_{op,max}$ – значення K_{op} за максимального ефекту ЗТ, яке відбувається під час досягнення порогового КІН; $K_{max,th}$ – порогове значення максимального КІН циклу для довгих тріщин, константа матеріалу, яка характеризує мінімальну рушійну силу, необхідну для росту довгої тріщини; k' – константа матеріалу [4], яка визначає швидкість розвитку ЗТ із ростом тріщини l на відрізок $x = l - d$, де d – розмір зерна (початковий розмір ініційованої тріщини), і розраховується за формулою [3]

$$k' = \Delta K_{th,eff} / (l_s (K_{max,th} - \Delta K_{th,eff})), \quad (5)$$

де

$$l_s = (K_{max,th} / (0,73\sigma_{R,e}))^2 / \pi, \quad (6)$$

$\sigma_{R,e}$ – границя витривалості гладких зразків у термінах максимального напруження циклу. Константу l_s можна оцінити також за формулою [1]:

$$l_s = \frac{8^2 \cdot \pi (1 + \nu)^2 h}{12 \cdot M^2 b} \cdot d, \quad (7)$$

де ν – коефіцієнт Пуассона; M – середнє значення фактора Тейлора відносно напрямку дії σ_{max} ($M = 2$ – мінімальне значення, що відповідає максимальному напруженню зсуву в окрему зерні); h – відстань між сусідніми паралельними площинами ковзання у кристалічній ґратці. Параметр h визначається за параметрами кристалічної ґратки.

Рівняння (3) описує кінетику росту втомної тріщини від гладкої поверхні за постійного максимального напруження циклу σ_{max} . За наявності тупого концентратора, мілкого або глибокого, потрібно знати розподіл локального напруження $\sigma_y(l)$ в його околі. Тоді рівняння (3) записується для трьох ділянок росту тріщини. На першій ділянці тріщина росте від d до l_c , тобто в межах критичної відстані, під дією постійного локального максимального напруження циклу $\sigma_{max} = \sigma_y(l_c)$, на другій, від l_c до l_z – під дією змінного локального максимального напруження циклу $\sigma_{max} = \sigma_y(l)$, де l_z – межа зони впливу

концентратора, і на третій ділянці тріщина росте вже під дією постійного $\sigma_{\max} = \sigma_{\max}^{nom}$. Для апроксимації локального пружного напруження від вершини тупого мілкового концентратора ($K_t \leq 4$), зокрема для круглих отворів, добре підходить емпіричне рівняння Лукаша [5]:

$$\sigma_y(x) = \sigma_{\max}^{nom} \cdot K_t / \sqrt{1 + 4,5x/\rho}, \quad (8)$$

де K_t – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень, $K_t = \sigma_y(x=0)/\sigma_{nom}$.

Критична відстань l_c – це константа матеріалу, що характеризує глибину поверхневого шару з відмінними від решти матеріалу механічними властивостями, в якому під час циклічного навантаження відбуваються локальні пластичні деформації і потім зароджуються тріщини. Її можна оцінити за формулою [2]:

$$l_c = E^2 b \left(A_1 + A_2 \cdot \arctg \left(\left(E \sqrt{\frac{b}{4d}} - A_1 \right) / A_2 \right) \right)^{-2}, \quad (9)$$

де $A_1 = (\sigma_f + \sigma_p)/2$; $A_2 = (\sigma_p - \sigma_f)/\pi$; $\sigma_f \cong ME[2(1+\nu)]^{-1} \cdot 10^{-3}$ – напруження внутрішнього тертя в кристалічній ґратці; E – модуль пружності і σ_p – границя пропорційності, параметри, які визначаються з випробувань на короткочасний розтяг.

На рис. 1, а схематично наведено графіки рівняння (3) для глухого отвору радіуса ρ , ($K_t = 3$). Кінетична крива росту тріщини складається з трьох ділянок, виділених на рисунку жирною лінією.

На рис. 1, б наведена розрахована за рівнянням (3) кінетична крива швидкості росту тріщини від глухого отвору в типовому зразку зі сталі 45 [6] за умов постійного рівня прикладеного номінального максимального напруження циклу в логарифмічних координатах: швидкість росту тріщини dl/dN мкм/цикл проти довжини тріщини від вершини концентратора на поверхні зразка l мкм. Як видно з рисунку, розрахована за запропонованою моделлю (3) кінетична крива швидкості росту тріщини добре збігається з експериментальними результатами.

Отже, запропонована модель росту втомної тріщини від концентратора напружень дозволяє розрахувати кінетичну криву швидкості росту під час її росту до заданого розміру в елементах конструкцій за постійного розмаху прикладених напружень, використовуючи при цьому тільки характеристики статичної міцності та мікроструктури вихідного матеріалу.

Перевагою запропонованої моделі є відсутність потреби проведення довготривалих і трудомістких випробувань на втому та втомну тріщиностійкість для отримання втомних характеристик матеріалу та кінетичних діаграм росту втомної тріщини. Для розрахунку за моделлю достатньо лише дані про характеристики статичної міцності: E , ν , σ_p , $\sigma_{0,2}$, які отримують із випробувань на короткочасний розтяг стандартних зразків з даного матеріалу, та характеристики мікроструктури: d , M , b , які визначають із аналізу мікроструктури вихідного матеріалу.

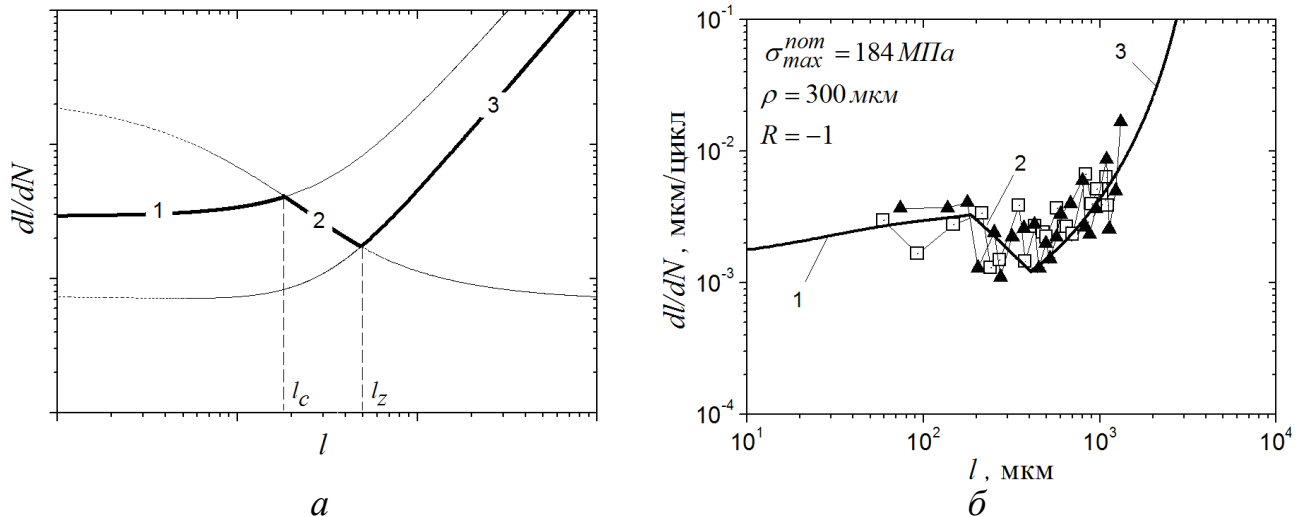


Рис.1. (а) – схематичне зображення кінетичної кривої швидкості росту втомної тріщини від тупого концентратора напружень у логарифмічних координатах;

(б) – порівняння розрахованих кінетичної кривої швидкості росту тріщини (жирні лінії) з експериментальними даними для типового зразка зі сталі 45 [6]
 ▲, □ – експериментальні дані для тріщин із протилежних боків отвору;
 1, 2, 3 – графіки рівняння (3), за прикладеного напруження $\sigma_{\max} = \sigma_y(l_c)$,

$$\sigma_{\max} = \sigma_y(l) \text{ і } \sigma_{\max} = \sigma_{\max}^{\text{nom}} \text{ відповідно та умовного } Y = 1$$

Представлена модель може бути застосована для оцінки залишкового ресурсу деталей машин, що працюють в умовах циклічного навантаження, і в яких допускається наявність тріщини певного розміру.

1. Herasymchuk O.M. Microstructurally-dependent model for predicting the kinetics of physically small and long fatigue crack growth. *Int. J. Fatigue*. 2015. Vol. 81. P. 148–161. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2015.08.002>

2. Herasymchuk O.M., Kononuchenko O.V., Bondarchuk V.I. Fatigue life calculation for titanium alloys considering the influence of microstructure and manufacturing defects. *Int. J. Fatigue*. 2015. Vol. 81. P. 257–267. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2015.08.008>

3. Herasymchuk O.M., Novikov A.I. Microstructure-Based Model for Sharp Stress Raiser-Related Fatigue Stage Length Assessment. *Strength Mater.* 2019. Vol. 51. P. 361–373. <https://doi.org/10.1007/s11223-019-00082-9>

4. McEvily A.J., Endo M., Murakami Y. On the $\sqrt{\text{area}}$ relationship and the short fatigue threshold. *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.* 2003. Vol. 26. P. 269–278. <https://doi.org/10.1046/j.1460-2695.2003.00636.x>

5. Lukas P., Klesnil M. Fatigue limit of notched bodies. *Mater. Sci. Eng.* 1978. Vol. 34. P. 61–66. [https://doi.org/10.1016/0025-5416\(78\)90009-5](https://doi.org/10.1016/0025-5416(78)90009-5)

6. Герасимчук О.М., Кононученко О.В. Особливості росту коротких втомних тріщин від глухого отвору у зразках зі сталі 45. Повідомлення 1. Експериментальні результати. *Проблеми міцності. (у друці)*.

УДК 621.791

А.В. Глушко, канд. техн. наук

А. С. Кузнєцов

Д.В. Станкевич

С.Л. Пахомов

*Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»
(Харків, Україна, alyonaglushko@gmail.com)*

ПОШКОДЖУВАНІСТЬ ЗВАРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВ

На сьогоднішній день важливим напрямком досліджень є вивчення, дослідження пошкоджуваності зварних з'єднань елементів теплоенергетичного обладнання.

Зварні з'єднання елементів трубопроводів, як невід'ємних частин теплоенергетичних установ, пошкоджуються за певний термін напрацювання та мають свій ресурс експлуатації. Складовими одиницями трубопроводу виступають елементи трубопроводу. Складові одиниці виконують свої призначені функції.

При напрацюванні більше 200 тисяч годин трубопроводи пошкоджуються порами повзучості, тріщинами повзучості та втоми [1].

Структурні складові основного металу, металу шва та зони термічного впливу мають значні показники впливу на утворення пор повзучості та тріщини втоми.

На початку утворення пор повзучості, тріщин повзучості та втоми, відбувається зародження мікропор та мікротріщин, які вже у процесі напрацювання перетворюються у пори та тріщини більшого розміру – макropори та макротріщини. Зварні з'єднання паропроводів виступають найбільш пошкоджуваними частинами енергоблоків.

Розвиток тріщин повзучості проходить за крихким механізмом. Сприяє крихкому механізму наявність сегрегацій, які зосереджені в приграничних зонах зерен α -фази. Тріщини втоми найбільше розвиваються на ділянках сплавлення, перегріву та неповної перекристалізації зони термічного впливу. Також тріщини втоми виникають у місцях, де присутня різна товщина труб.

Пошкоджуваність трубопроводів порами та тріщинами призводить до несвоєчасних ремонтних робіт та зупинок, що, у свою чергу, призводить до погіршення роботи теплоенергетичних установ.

Важливим є дослідження пошкоджуваності зварних з'єднань елементів теплоенергетичних установ для її зменшення.

1. Glushko A. Researching of welded steam pipe joints operated for a long time. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. Vol. 6. Iss. 1 (84). P. 14–20.
<https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.85852>

УДК 621.472, 621.311.24; 621.548

В.М. Голощанов, канд. техн. наук, ст. наук. співроб.

О.В. Котульська

Т.М. Парамонова

*Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України
(Харків, Україна, paramonova@ipmach.kharkov.ua)*

СТВОРЕННЯ РЕЗЕРВНИХ ПОТУЖНОСТЕЙ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ВІДНОВЛЮВАНИХ ДЖЕРЕЛ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ

Метою роботи є визначення типів та видів резервного обладнання з розподіленням його по регіонах при урахуванні обсягів виробництва електроенергії на вітрових (ВЕС) та сонячних електростанціях (СЕС), а також вибір резервних потужностей теплоелектростанцій (ТЕС), теплоелектроцентралей (ТЕЦ) і місць їх розташування.

Бурхливий розвиток відновлюваної енергетики в Україні (ВДЕ) призводить до росту виробленої на цих станціях електроенергії. Але нестійкий характер виробництва електроенергії «зеленою» енергетикою, з урахуванням нерівномірної виробітки ВЕС та відсутності виробітки електроенергії СЕС у нічні часи, а також зміна погодних умов в хмарні дні зі зниженням виробництва електроенергії панелями більш ніж у 1,5–2 рази, ускладнюють задачу вибору резервної потужності.

В умовах централізованого електропостачання цей фактор несе ризики розбалансування енергосистеми з вельми негативними наслідками.

Для забезпечення стійкої роботи енергомереж України доцільно розглянути можливість компенсації виробітки електроенергії ВЕС та СЕС вугільними енергоблоками ТЕС та ТЕЦ.

Аналіз працездатних енергоблоків ТЕС, а також облік втрат енергії в мережах з урахуванням розташування ТЕС і електростанцій ВДЕ показав, що для забезпечення резервної потужності можуть бути використані енергоагрегати блоків вугільних ТЕС. Такими блоками ТЕС, які працюють станом на 25.09.2020, можуть бути: Курахівська ТЕС, Запорізька ТЕС, Криворізька ТЕС, Добротворська ТЕС, Бурштинська ТЕС, Ладижинська ТЕС.

УДК 539.3

П.П. Гонтаровский, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.

Н.Г. Гармаш, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.

И.И. Мележик, канд. техн. наук

*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины
(Харьков, Украина, dept22@ipmach.kharkov.ua)*

РАСЧЕТНАЯ МЕТОДИКА АНАЛИЗА ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ УПРУГО-ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ В ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЯХ

Широкий класс практических задач связан с анализом поведения конструкций при динамических нагрузениях [1], причем интенсивность динамических нагрузок часто настолько велика, что в элементах конструкций могут возникнуть пластические деформации. Это приводит к необходимости решения упругопластической задачи.

Разработана расчетная методика и программное обеспечение для решения осесимметричных динамических краевых задач методом конечных элементов (МКЭ) с учетом пластического деформирования материала. Используются алгоритмы неявных пошаговых процедур Ньюмарка и Вилсона [2] для интегрирования уравнений равновесия динамической теории пластичности. При этом для решения задачи теории пластичности необходимо применение итерационного процесса, во время которого меняется матрица жесткости МКЭ. Поэтому, в отличие от динамических задач теории упругости, необходимо на каждом шаге и итерации вычислять матрицу жесткости и осуществлять ее триангуляцию. В этом случае алгоритмы методов Ньюмарка и Вилсона претерпевают изменения. Для определения приращений компонент тензора пластических деформаций используется теория типа течения с изотропным упрочнением [3].

Осуществлено моделирование динамических процессов упруго-пластического деформирования осесимметричных конструкций при кратковременном импульсном нагружении, а также при их ударе о жесткую неподвижную преграду. Получены распределения напряжений, пластических деформаций, а также скоростей и ускорений элементов конструкций в различные моменты времени. При высоких скоростях удара возникает проблема расходимости шагового процесса интегрирования по времени. Эта проблема может быть преодолена путем уменьшения временных шагов в начальный момент деформирования конструкции.

В качестве примера рассмотрим удар конструкции, состоящей из двух цилиндров (рис. 1), по неподвижной преграде. Предел текучести материала для цилиндра большего радиуса $r=2$ см составляет 650 МПа, в нем наблюдаются лишь упругие деформации. Цилиндр, который сталкивается с преградой, в момент удара имеет скорость 20 м/с.

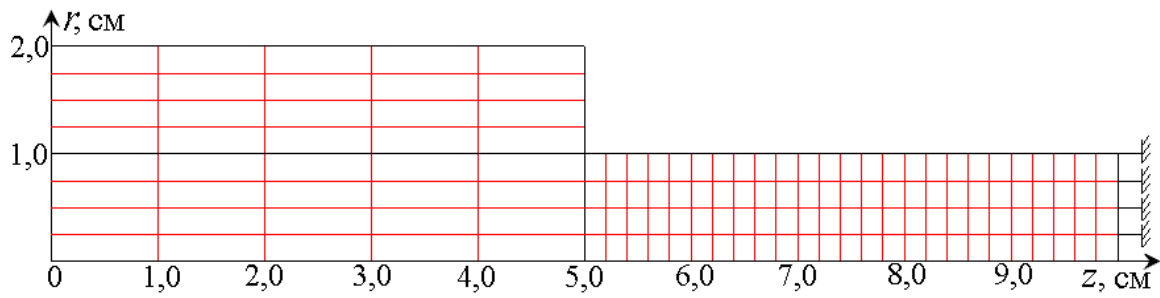


Рис. 1. Расчетная схема конструкции

Упругие свойства материала принимались равными $E=2 \times 10^5$ МПа, $\nu=0,3$. Диаграмма деформирования представлена на рис. 2. Поскольку нагрузка передается от присоединенного цилиндра, время и величина деформирования значительно увеличиваются. Для решения задачи методом Ньюмарка принимались следующие значения моментов времени: 0,5; 2,5; 5; 8; 12; 18; 27; 40; 60; 90; 135 мкс.

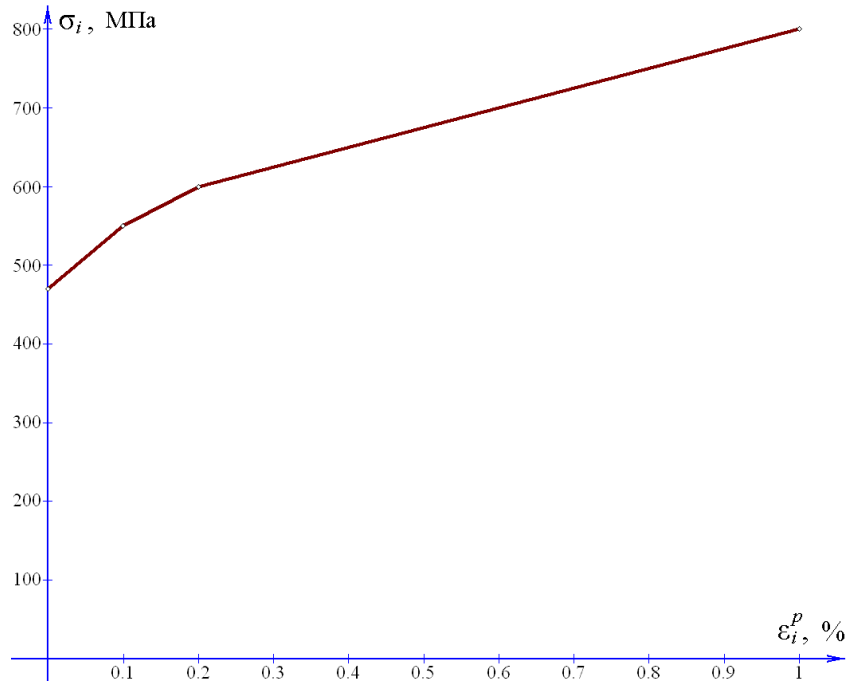
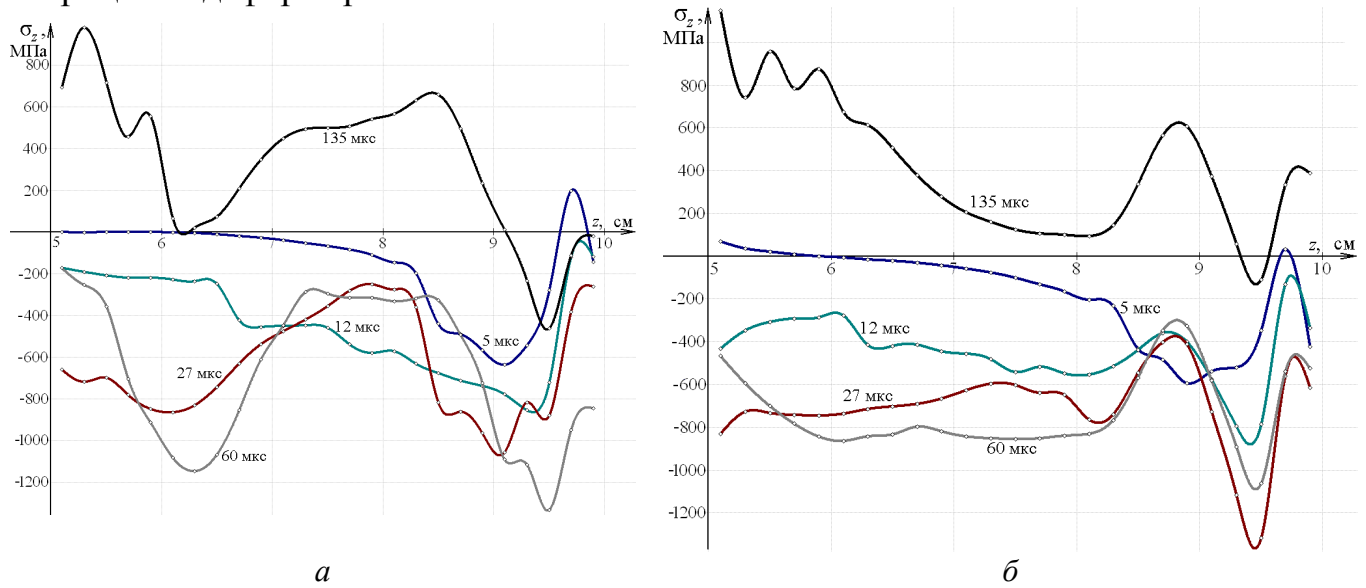


Рис. 2. Диаграмма деформирования материала

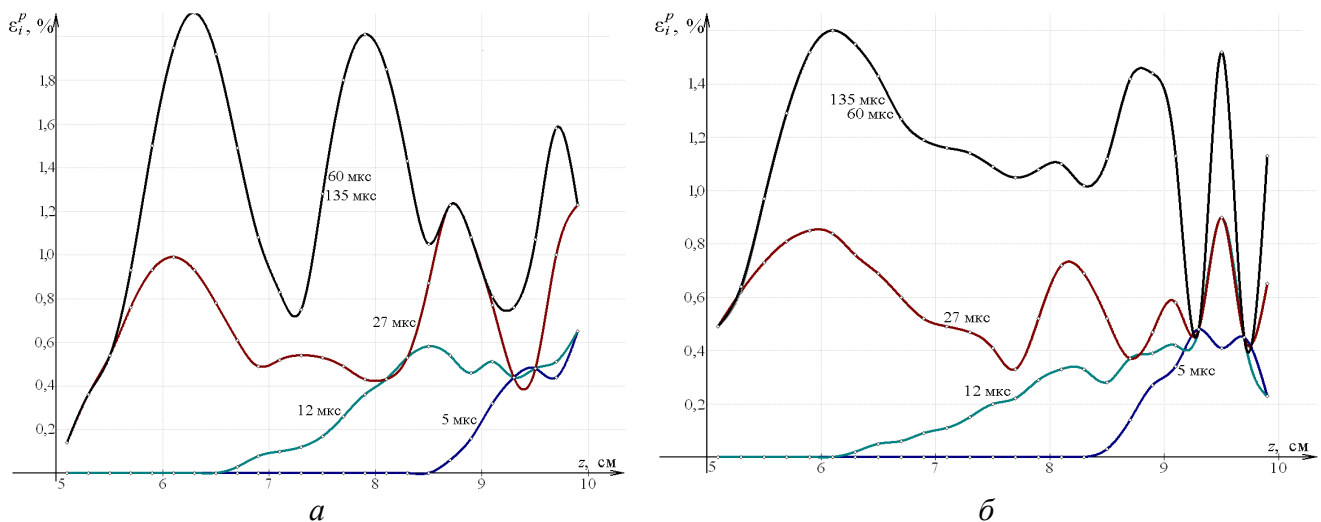
На рис. 3 и 4 приведены результаты распределения осевых напряжений и эквивалентных пластических деформаций по длине цилиндра, который сталкивается с преградой, в разные моменты времени при радиусах $r=1,25$ мм (рис. 3, а и рис. 4, а) и $r=8,75$ мм (рис. 3, б и рис. 4, б).

Кинетической энергии и времени деформирования составного цилиндра хватает, чтобы пластическая деформация за 135 мкс распространилась на весь цилиндр меньшего радиуса, а максимальные значения эквивалентных пластических деформаций на оси цилиндра на расстояниях 2,3 мм и 4,1 мм от места удара достигли значений, больших 2 %. При этом скорость цилиндра радиусом $r=2$ см, снизилась больше, чем вдвое, а пластическое деформирование конструкции практически завершилось.

В дальнейшем в конструкции наблюдались только упругие волновые процессы деформирования.



*а – радиус $r=1,25$ мм; б – радиус $r=8,75$ мм
Рис. 3. Распределение осевых напряжений по длине цилиндра*



*а – радиус $r=1,25$ мм; б – радиус $r=8,75$ мм
Рис. 4. Распределение эквивалентных пластических деформаций по длине цилиндра*

Разработанные расчетная методика и программное обеспечение позволяют рассматривать широкий класс подобных задач и могут быть использованы при анализе динамических процессов при расстыковке элементов ракетно-космической техники.

1. Shul'zhenko N.G., Gontarovskii P.P., Garmash N.G., Grishin N.N. Torsional vibrations and damageability of turboset shaftings under extraordinary generator loading. *Strength of Materials*. 2015. Vol. 47. No. 2. P. 227–234. <https://doi.org/10.1007/s11223-015-9652-0>

2. Бате К., Вильсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов. Москва: Стройиздат, 1982. 448 с.

3. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Демьянушко И.В., Дульнев Р.А., Сизова Р.Н. Термопрочность деталей машин. Москва: Машиностроение, 1975. 455 с.

УДК 629.764

П.П. Гонтаровський¹, канд. техн. наук, ст. наук. співроб.

Н.В. Сметанкіна¹, д-р техн. наук, ст. наук. співроб.

Н.Г. Гармаш¹, канд. техн. наук, ст. наук. співроб.

І.І. Мележик¹, канд. техн. наук

Д.В. Клименко², канд. техн. наук

¹Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України
(Харків, Україна, dept22@ipmach.kharkov.ua)

²Державне підприємство «Конструкторське бюро «Південне» ім. М.К. Янгеля»
(Дніпро, Україна)

РОЗРОБКА РОЗРАХУНКОВИХ СХЕМ ТА КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПАЛИВНИХ БАКІВ РАКЕТ-НОСІЇВ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ КОМПОЗИТНИХ МАТЕРІАЛІВ

Виробництво сучасної конкурентоспроможної ракетно-космічної техніки вимагає постійної модернізації і удосконалення конструкцій та підвищення їх надійності. Разом з тим, зменшення витрат на виробництво і скорочення строків випуску нових розробок – важлива і актуальна задача, розв’язання якої можна забезпечити шляхом скорочення фізичних випробувань (особливо руйнуючих) проєктованих зразків і заміною їх розрахунковими дослідженнями [1]. Тому у теперішній час актуальною є розробка розрахункових методик визначення напружено-деформованого стану елементів ракетно-космічної техніки [1, 2].

Паливні баки є одними із найбільш відповідальних і важливих вузлів ракет-носіїв, забезпеченню їх надійності приділяється особлива увага [1]. Після виготовлення баки експериментально перевіряють на міцність, навантажуючи випробувальним внутрішнім тиском, який перевищує експлуатаційний. Прогнозування руйнуючого тиску частіше за все проводиться за результатами випробувань, оскільки вартість паливних баків дуже висока. Для скорочення обсягу експериментальних досліджень необхідна розробка розрахункових методик, що дозволяють прогнозувати руйнуючий тиск за результатами аналізу напружено-деформованого стану з урахуванням пластичних деформацій [3]. Паливні баки виготовляються із легких алюмінієвих сплавів і представляють собою тонкостінні конструкції, які підкріплені великою кількістю стрінгерів і шпангоутів. Місця різкого перепаду товщини стінок являються концентраторами напружень і деформацій, тому коректно оцінювати їх напружено-деформований стан за допомогою методу скінченних елементів можливо лише у тривимірній постановці [1].

Циліндричний корпус бака вафельної конструкції, який виготовлено із вафельних обичайок, що мають підвищену товщину стінок у місцях зварних швів, є одним із конструктивних варіантів паливних баків ракет-носіїв. Розрахунки напружено-деформованого стану циліндричного корпусу вафельної конструкції бака [1] методом скінченних елементів із урахуванням

конструктивних особливостей та концентраторів неможливі без суттєвого спрощення розрахункової схеми. Використання циклічносиметричних розрахункових схем з періодом близько 2° та 45° в окружному напрямку (для урахування осевих зварних швів обичайок) показало, що для отримання з необхідною точністю максимальних значень пластичних деформацій достатньо першої (меншезатратної) розрахункової схеми [4].

Вафельні обичайки виготовляються із алюмінієвого сплаву АМгбНПП, який має несуттєву різницю властивостей матеріалу в осьовому і окружному напрямках, при розрахунках нею можна знехтувати. Слід відмітити, що осеві напруження в циліндричній обичайці майже вдвічі менші за окружні, у той час як міцність вафельної конструкції стінки приблизно однакова. Значне зниження ваги вафельної обичайки можна отримати за рахунок зближення її міцності в обох напрямках шляхом зміни конструкції і використання композитних матеріалів, міцність і жорсткість яких суттєво ортотропна.

Розглянемо один із можливих варіантів конструкції циліндричної обичайки, що виготовляється із двох листів алюмінієвого сплаву АМгбНПП розміром $1502 \times 6126 \times 10$ мм. У листах фрезеруються пази глибиною 7 мм і шириною 90 мм вздовж короткої сторони, при цьому з усіх боків, на краях, на відстані 51,5 мм залишається повна товщина 10 мм (рис. 1). Між пазами розміщені ребра товщиною 12,5 мм. У середині листа залишається ребро товщиною 103 мм. Таким чином, обичайка в осьовому напрямку має чотири ребра товщиною 103 мм, розташовані через 90° , 116 пазів шириною 90 мм і 112 ребер товщиною 12,5 мм. Обичайки з поворотом на 90° зварюються між собою в окружному напрямку. На рис. 2 наведено симетричну частину одного з листів, із яких виготовляється обичайка конструкції бака, що пропонується у роботі.

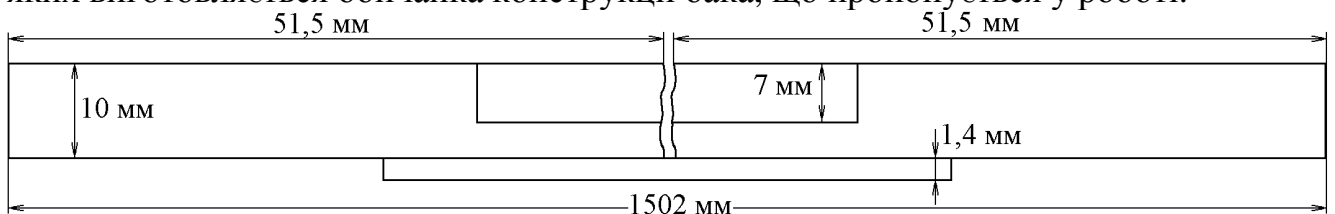


Рис. 1. Схема циліндричної обичайки

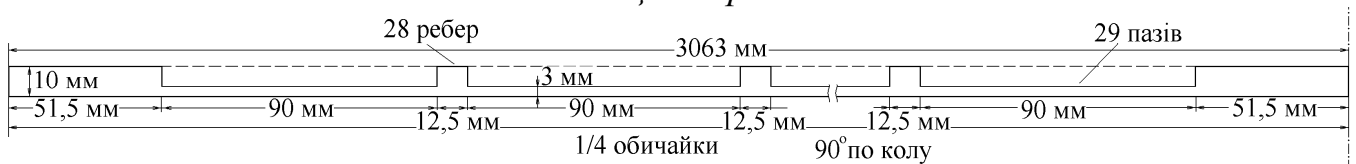


Рис. 2. Симетрична частина конструкції обичайки

При навантаженні бака тиском $P=8$ кг/см² осьове зусилля, яке передається на обичайку зі сторони верхнього днища радіусом 194 см, буде складати

$$P_z = P \cdot \pi \cdot R^2 = 945896 \text{ кг.}$$

У середині обичайки осеві напруження σ_z за умови їх рівномірного розподілу по осьовому перерізу, площа S якого складає $S=494,4$ см² будуть рівні $\sigma_z = 945896/494,4 = 1913,8$ кг/см².

Осьові напруження всередині обичайки не перевищують границі пропорційності 2240 кг/см² при $\sigma_{0,2}=2800$ кг/см².

Окружні напруження σ_θ у такій обичайці будуть складати $\sigma_\theta = P \cdot R / h = 8 \cdot 195 / 0,3 = 5200 \text{ кг/см}^2$, що значно перевищує границю міцності $\sigma_B = 380 \text{ МПа}$.

Тому пропонується після виготовлення обичайки по її зовнішній поверхні нанести шар волокнистого в окружному напрямку композита. Окружні зусилля при тиску 8 кг/см^2 на кожен сантиметр поверхні вздовж осі z дорівнюють $P_\theta = 0,8 \cdot 195 = 1560 \text{ кг/см}$. Циліндрична оболонка обичайки, товщиною $0,3 \text{ см}$ у межах пружної деформації сприйматиме зусилля $P_{\theta 0} = 2240 \cdot 0,3 = 672 \text{ кг/см}$. Таким чином, волокнистий композит буде навантажений зусиллям, що складає $P_{\theta K} = 1560 - 672 = 888 \text{ кг/см}$.

Розглянемо варіант намотки в один шар сталюгого дроту діаметром d , просоченого епоксидною смолою. Модуль пружності сталі становить $2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, що у 3 рази більше модуля пружності алюмінієвого сплаву. Цей шар дроту еквівалентний суцільному шару сталі товщиною $h_K = \pi \cdot 1,4 / 4 \approx 1,1 \text{ мм}$. Несучою здатністю епоксидної смоли можна знехтувати.

При використанні у конструкції сталі ЕІ 962 мартенсітного класу, характеристики якої $\sigma_B = 1200 \text{ МПа}$, $\sigma_{0,2} = 1000 \text{ МПа}$ у межах пропорційності $\sigma_{\text{пл}} = 800 \text{ МПа}$, товщина композитного шару має бути $h_K = P_{\theta K} / \sigma_{\text{пл}} = 888 / 8000 = 0,111 \text{ см}$.

Товщину цього шару може забезпечити дріт діаметром $d = h_K \cdot 4 / \pi = 0,14 \text{ см}$.

Оскільки модуль пружності сталі майже у 3 рази більше модуля пружності алюмінієвого сплаву, деформація дроту становить $\varepsilon_\theta = 800 / 2 \cdot 10^5 = 0,004$, що не перевищує границі текучості алюмінієвого сплаву. Отже, запропонована конструкція без суттєвих пластичних деформацій буде витримувати тиск 8 кг/см^2 .

Якщо допустити навантаження циліндричної оболонки до $\sigma_{0,2} = 2800 \text{ МПа}$, зусилля на неї становитиме $P_{\theta 0} = 840 \text{ кг/см}$, а шар композита буде навантажено меншим зусиллям $P_{\theta K} = 1560 - 840 = 720 \text{ кг/см}$, що дозволить використати сталь, для якої границя текучості становитиме $\sigma_{0,2} = 720 \text{ МПа}$. При цьому $h_K = 720 / 7200 = 0,1 \text{ см}$, а діаметр дроту $d \approx 1,28 \text{ мм}$. Запас міцності для бака у такому випадку буде дещо меншим.

Вага обичайки вафельної конструкції складає близько 357 кг . При використанні сталюгого дроту діаметром $1,4 \text{ мм}$ вага обичайки становитиме майже 370 кг , що незначно відрізняється від ваги вафельної обичайки. При цьому слід відмітити, що при роботі запропонованої конструкції виникають лише пружні деформації, а процес її виготовлення значно простіший, ніж для вафельної обичайки. Крім того, при виготовленні використовується лист алюмінієвого сплаву товщиною 10 мм замість $25,5 \text{ мм}$ для вафельної обичайки.

Титанові сплави ВТ3-1, ВТ-25 мають питому вагу $4,5 \text{ т/м}^3$, а модуль пружності для них становить $1,05 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, що приблизно удвічі менше, ніж для сталі. При відповідній термічній обробці вони можуть мати високі механічні властивості $\sigma_B = 1100 \div 1300 \text{ МПа}$, а $\sigma_{0,2} = 1050 \div 1200 \text{ МПа}$ [5], що робить їх перспективними для виготовлення несучого шару циліндричної обичайки бака. При напруженнях у ньому близько 1000 МПа матимуть місце пружні окружні деформації до 1% . При таких деформаціях стінка циліндричної

обичайки із алюмінієвого сплаву отримає незначні пластичні деформації при інтенсивності напружень у районі 300–320 МПа і сприйматиме окружні зусилля 900–960 кг/см. Таким чином, зусилля на композитний шар не будуть перевищувати 660 кг/см. При напруженні в ньому 1000 МПа його товщина буде 0,66 мм, а діаметр дроту $d = h_K \cdot 4 / \pi = 0,66 \cdot 4 / \pi = 0,84$ см.

Вага композитного шару із титанового дроту і епоксидної смоли буде мати вагу не більше, ніж 55 кг, а вся обичайка такої конструкції – 272 кг, що на 85 кг менше обичайки вафельної конструкції. При виготовленні паливних баків ракет-носіїв це може мати суттєве значення. Отже, використання високоміцних титанових сплавів, поряд з алюмінієвими, у композитних конструкціях паливних баків може бути досить перспективним.

При використанні композитного матеріалу з меншим за значенням модулем пружності, але міцнішим за сталь, що здатний витримувати навантаження 1000 МПа у межах пропорційності, товщина шару може складати 0,7 мм. Але у цьому випадку у оболонці обичайки будуть виникати незначні пластичні деформації.

Композитні волокнисті матеріали можуть витримувати розтягувальні напруження до 1500 МПа при питомій вазі, яка менша питомої ваги алюмінієвого сплаву, і становить близько 2 г/см³. При цьому вага композитного матеріалу на обичайці не буде перевищувати 25 кг, а вага всієї обичайки – 240 кг.

Таким чином, запропонований варіант виготовлення обичайок у вигляді двошарової конструкції має можливості для успішного використання. Аналіз напружено-деформованого стану паливного бака запропонованої конструкції можна провести точніше за допомогою методу скінченних елементів.

Результати даної роботи частково отримані в рамках програми підтримки пріоритетних для держави наукових досліджень і науково-технічних (експериментальних) розробок відділення фізико-технічних проблем енергетики НАН України (КПКВК 6541230).

1. Гонтаровский П.П., Сметанкина Н.В., Гармаш Н.Г., Глядя А.А., Клименко Д.В., Сиренко В.Н. Исследование напряженно-деформированного состояния топливного бака вафельной конструкции ракеты-носителя. *Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій*. 2019. Вип. 29. С. 91–102. <https://doi.org/10.15421/4219008>

2. Шульженко М.Г., Зайцев Б.П., Гонтаровський П.П., Протасова Т.В., Батутина Т.Я., Шеремет І.В. Оцінка динамічної реакції вузлів системи розділення космічного апарату та носія при імпульсних навантаженнях. *Космічна наука і технологія*. 2015. Т. 21. № 1. С. 15–19. <https://doi.org/10.15407/knit2015.01.015>

3. Гонтаровский П.П., Сметанкина Н.В., Клименко Д.В., Сиренко В.Н., Гармаш Н.Г., Глядя А.О. Расчетное прогнозирование несущей способности топливного бака ракеты-носителя *Динаміка, міцність та моделювання в машинобудуванні: тези І Міжн. науково-технічної конф.* (Харків, 10–14 вересня 2018), 2018. С. 18.

4. Гонтаровский П.П., Сметанкина Н.В., Гармаш Н.Г., Глядя А.А., Клименко Д.В., Сиренко В.Н. Расчетная схема топливного бака вафельной конструкции ракеты-носителя с учетом продольных сварных швов обечаек. *Современные расчетно-экспериментальные методы определения характеристик ракетно-космической техники: тезисы науч.-практ. конф.* (Днепр, 10–13 декабря 2019), 2019. С. 40.

5. Конструкционные материалы. Справочник. Под ред. Б.Н. Арзамасова. Москва: Машиностроение, 1990. 687 с.

УДК 621.7.023.3

А.В. Горик, д-р техн. наук, проф.

А.Н. Брикун

Полтавская государственная аграрная академия

(Полтава, Украина, ztd@pdaa.edu.ua)

ОЦЕНКА КАЧЕСТВА СТАЛЬНОЙ ПОВЕРХНОСТИ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ ИЗДЕЛИЙ ПОСЛЕ ДРОБЕСТРУЙНОЙ ОЧИСТКИ

Многие технологические процессы [1] в химической, биологической, пищевой, фармацевтической и других отраслях промышленности осуществляются в химически агрессивной рабочей среде при повышенной температуре (до 300 °С) и повышенном давлении (до 20 атм). Поэтому такие технологические процессы выполняют в закрытых емкостных аппаратах, которые изготовляют из конструкционных материалов, обладающих высокой стойкостью к влиянию агрессивных сред.

Весьма перспективным направлением в этом плане является использование для изготовления деталей и сварных узлов, в особенности крупногабаритных емкостных аппаратов, таких как корпуса, крышки, мешалки и др., не дорогостоящих низкоуглеродистых сталей, на поверхность которых на стадии полуфабрикатов наносят защитные неметаллические покрытия (стекловидные, керамические, полимерные, резиновые), которые по химической устойчивости заметно превосходят известные нержавеющие стали и специальные сплавы [2]. Такой способ изготовления является экономически выгодным и технически оправданным, так как позволяет экономить дорогостоящие металлы: никель, молибден, титан и другие. К тому же, емкостные аппараты с защитным неметаллическим покрытием имеют повышенный эксплуатационный ресурс, позволяют получать достаточно чистые перерабатываемые продукты, не загрязненные металлическим шламом.

Посему такая технология изготовления емкостных аппаратов интенсивно развивается в настоящее время. Однако защитные неметаллические покрытия требуют весьма тщательной подготовки поверхности стальных изделий перед нанесением.

Многолетняя практика свидетельствует о том, что даже самые лучшие по составу защитные антикоррозионные покрытия не могут уберечь от разрушения плохо очищенную стальную поверхность. Стойкость защитного покрытия зависит от чистоты и параметров шероховатости металлической поверхности, на которую оно будет нанесено. По данным проведенных исследований [3], защита от коррозии на 80% обеспечивается правильной подготовкой металлической поверхности и только на 20% качеством используемого защитного слоя и способом его нанесения.

В связи с этим при изготовлении сварных узлов емкостной аппаратуры из

листового и профильного проката низкоуглеродистой стали в первую очередь обращают внимание на состояние исходной поверхности используемого сортамента. Качество листового и профильного проката, помимо химического состава и внутренней структуры, в значительной степени определяется состоянием поверхности, что для процессов формирования надежного защитного неметаллического покрытия имеет особое значение. Появление дефектов на поверхности проката обусловлено целым рядом причин: дефекты металлургического происхождения (расслой, пузыри, плены, рваная кромка); дефекты, вызванные состоянием рабочей поверхности прокатных валков (рубцы, наварка, насечка, рябоватость); дефекты, которые являются следствием загрязнения металла в процессе прокатки (вдавленная окалина, частички огнеупоров и металлическая пыль, темные пятна и точки, как результат разложения и обугливания органических веществ, имеющих на поверхности слитка, волокнистость, следы ржавчины и другие).

Перечисленные дефекты проката являются недопустимыми, так как они служат причиной брака у защитного неметаллического покрытия. Обычным травлением они не удаляются, а после травления на поверхности появляются травильные пузырьки и внутренние трещины. К тому же осуществление травильного процесса крупногабаритных сварных узлов емкостных аппаратов является технической проблемой по причине экологической безопасности. Поэтому наиболее предпочтительным способом удаления дефектов исходной поверхности листового и профильного проката в настоящее время считают процесс абразивного шлифования [4].

После удаления поверхностных дефектов полуфабрикаты стальных изделий поступают на подготовку поверхности под защитное неметаллическое покрытие. Стальная поверхность, подготовленная для нанесения покрытия, должна быть сухой, обеспыленной, свободной от масла и других продуктов органического происхождения, не иметь налета вторичной коррозии и иметь равномерную шероховатость.

Учитывая изложенное, подготовку поверхности полуфабрикатов стальных изделий под защитное неметаллическое покрытие осуществляют, придерживаясь следующей последовательности технологических операций: *обезжиривание → очистка → формирование параметров шероховатости → обезпыливание → сушка*.

Коротко останавливаясь на первой операции, следует отметить, что обезжиривание стальных изделий можно производить химическим, физическим или термическим способами.

Химическое травление крупногабаритных сварных узлов емкостной аппаратуры, как уже говорилось, является технически трудно осуществимой и экологически опасной операцией для окружающей среды.

Физические способы осуществляются с применением слабоагрессивных растворов, поэтому им присущи в некоторой мере недостатки химических способов. При этом физические способы требуют дорогостоящего технического оборудования и характеризуются весомыми затратами энергии.

Практикой химического машиностроения доказано, что наиболее

приемлемым способом обезжиривания стальных сварных узлов емкостной аппаратуры является термическая обработка в режиме нормализационного отжига, которая производится в окислительной атмосфере. Такая термообработка приводит не только к выгоранию всех органических загрязнений, но и к обезуглероживанию поверхностного слоя обрабатываемого изделия и снятию внутренних напряжений в нем, что благоприятно отражается на качестве защитного неметаллического покрытия. Однако термическая обработка в окислительной атмосфере способствует образованию на обрабатываемой поверхности хрупкого слоя окалина, который необходимо впоследствии удалять.

Окалина не прочно держится на обезжиренной поверхности, поэтому операцию по удалению окалина совмещают с операцией по формированию требуемой шероховатости на металлической поверхности, подлежащей нанесению на нее защитного неметаллического покрытия.

Наиболее эффективными, экологически приемлемыми и экономически выгодными способами образования равномерной шероховатости на обрабатываемой поверхности являются различные виды механической обработки. При этом следует учитывать, что механическую обработку необходимо производить в полостях изделий, таких как корпуса и крышки крупногабаритных емкостных аппаратов, выполненных в виде пустотелых тел вращения. Внутренние поверхности, подлежащие обработке, таких изделий имеют образующие кривые второго порядка. В силу этого непосредственный контакт режущего инструмента с обрабатываемой поверхностью, которым характеризуется большинство видов механической обработки, вызывает определенные затруднения для конструкции автоматических манипуляторов, способных выполнять механическую обработку, связанную с процессом снятия стружки. В этой связи дробеструйная обработка с целью очистки поверхности имеет определенные преимущества перед другими видами механической обработки, так как процесс дробеструения не предполагает непосредственного контакта режущего инструмента, которым является дробеструйное сопло, с обрабатываемой поверхностью. По сути, режущим инструментом является воздушно-абразивный факел, который формируется в сопле. Это существенно упрощает конструкцию механической руки исполнительного механизма (автоматического манипулятора), который может быть использован для перемещения дробеструйного сопла по эквидистанте к образующей кривой вращающегося обрабатываемого изделия.

Дробеструйная очистка производится без применения смазочно-охлаждающих жидкостей, а продукты отхода, то есть, металлическая пыль, являются безвредными и сравнительно просто удаляются и утилизируются.

По сравнению с небезопасными электрохимическими и электрофизическими методами очистки металлической поверхности дробеструйная обработка является значительно менее энергоемким процессом. Она не приводит к наводороживанию металлической поверхности, чем отличаются химические и физические способы обработки, что в этом случае отрицательно влияют на стойкость защитного покрытия.

Поэтому достаточно гибкая дробеструйная очистка, в которой в качестве энергоносителя абразивных частиц используется сжатый воздух, получила широкое распространение в различных отраслях машиностроительного производства в качестве заключительной операции при подготовке стальных изделий, в особенности крупногабаритных, под защитные неметаллические покрытия.

Однако до настоящего времени, несмотря на широкое распространение, дробеструйная очистка остается наименее изученным процессом струйно-абразивной обработки [5]. В первую очередь это касается технических показателей для оценки качества стальной поверхности, подверженной дробеструйной очистке. Качество поверхности металлических изделий после механической обработки оценивают совокупностью показателей физико-механических свойств поверхностного слоя и геометрических параметров обрабатываемой поверхности [6].

Для дробеструйной очистки, как одной из разновидностей абразивной обработки конструкционных материалов, следует учитывать особые специфические требования. Стальная поверхность, подготовленная для нанесения защитного неметаллического покрытия, обладающего антикоррозионными свойствами, должна быть, как уже говорилось, сухой и обеспыленной, свободной от масла и других продуктов органического происхождения, не иметь налета вторичной коррозии и быть равномерно шероховатой с определенной высотой микронеровностей [7].

Необходимо отметить, что показателей для оценки качества подготовки стальных поверхностей под защитные антикоррозионные покрытия на сварных узлах и деталях емкостных аппаратов в международных стандартах явно не достаточно.

Рассматривая перечисленные требования, которые предъявляют защитные покрытия к стальной поверхности, нами предложена к обсуждению возможная классификация критериев, характеризующих качество подготовки металлического основания для нанесения на него защитного неметаллического покрытия с целью повышения ресурса машиностроительных изделий.

1. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. Учебник для вузов: Москва: Альянс, 2005. 753 с.

2. Суслов А.Г. Основы технологии машиностроения. Москва: Кнорус, 2018. 288 с.

3. Очистка, окраска: новые технологии, оборудование, техника безопасности, обслуживание. Екатеринбург: ИД «Оригами», 2008. 320 с.

4. Физико-математическая теория процессов обработки материалов и технологии машиностроения (в 10-ти т.): под общ. ред. Ф.В. Новикова, А.В. Якимова. Т. 4. Теория абразивной, алмазно-абразивной обработки материалов. Одеса: ОНПУ, 2002. 802 с.

5. Горик О.В., Чернявський А.М., Ландар А.А., Шулянський Г.А. Визначення оптимальних технологічних режимів дробеструменевго очищення металевих поверхонь. Полтава: ПДАА, 2012. 101 с.

6. Суслов А.Г. Качество поверхностного слоя деталей машин. Москва: Машиностроение, 2000. 320 с.

7. Варгин В.В. Эмалирование металлических изделий. Ленинград: Машиностроение, 1972. 496 с.

УДК 539.3

О.Я. Григоренко¹, д-р фіз.-мат. наук, проф.

М.Ю. Борисенко¹, канд. фіз.-мат. наук

О.В. Бойчук², канд. фіз.-мат. наук

¹ Інститут механіки ім. С.П. Тимошенко НАН України
(Київ, Україна, ayagrigorenko1991@gmail.com, mechanics530@gmail.com)

² Миколаївський національний аграрний університет
(Миколаїв, Україна, boychuklena27@gmail.com)

ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСТОТ І ФОРМ ВІЛЬНИХ КОЛИВАНЬ П'ЯТИКУТНИХ ПЛАСТИН

При проектуванні інженерних споруд, сучасних будівель, корпусів різноманітних машин та конструкцій широко застосовують пластини різної форми з різними варіантами закріплення. Необхідно мати інформацію про динамічні параметри таких пластин, зокрема інформацію про розподіл частот і форм вільних коливань, оскільки в реальних умовах експлуатації потрібно уникати резонансних режимів. У зв'язку з цим постає актуальна проблема механіки про поширення аналітичних, чисельних та експериментальних методів до розв'язання задач динаміки пластин різної форми.

Метою цього повідомлення є визначення методом скінченних елементів (МСЕ) частот та форм вільних коливань ізотропної тонкої п'ятикутної пластини правильної форми з різними варіаціями жорсткого закріплення на торцях.

Для розв'язування поставленої задачі було використано систему автоматизованого конструювання FEMAP з розв'язувачем NX Nastran, в основі якої лежить МСЕ [1]. Даний програмний засіб був застосований у ряді досліджень із визначення частот і форм вільних коливань квадратних пластин з вільними торцями [2, 3] та жорстко закріпленими торцями [4, 5]. Результати, отримані чисельно за допомогою FEMAP, добре узгоджуються з результатами, отриманими експериментально, з відносною середньою похибкою менше 10% [5].

Геометрія п'ятикутної пластини, фізико-механічні характеристики матеріалу та розбивка скінченними елементами обрані у відповідності до квадратної пластини [4] за умови еквівалентності мас.

У результаті дослідження отримані частоти та форми вільних коливань п'ятикутної пластини правильної форми при різних варіантах жорсткого закріплення на торцях. Проведено порівняння отриманих результатів для жорстко закріпленої п'ятикутної пластини по всіх торцях з результатами, отриманими чисельно для квадратної пластини еквівалентної маси з жорстко закріпленими всіма торцями [4]. Встановлена топологія форм коливань для деяких розглянутих пластин у відповідності до квадратних пластин із вільними торцями [2] і жорстко закріпленими торцями [4] (рис. 1).

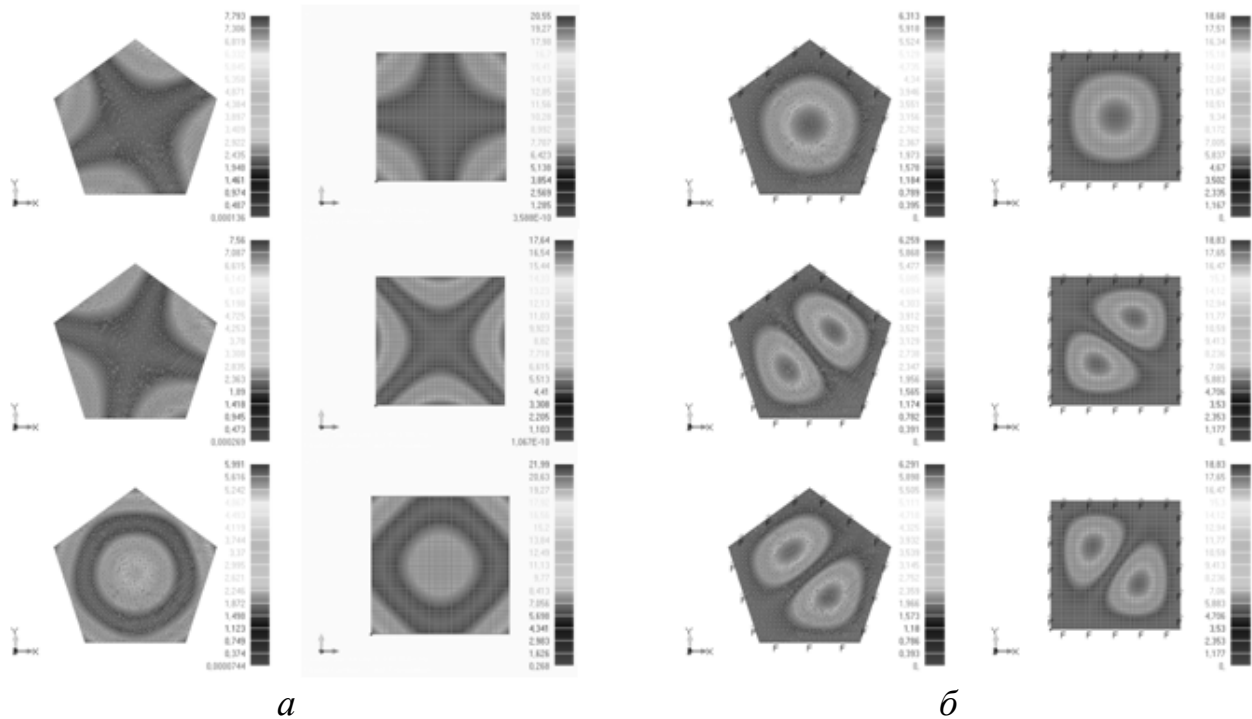


Рис. 1. Топологія форм коливань пластин:
а – з вільними торцями;
б – з жорстко закріпленими торцями

1. Рудаков К.М. FEMAP. Геометричне та скінченно-елементне моделювання конструкцій у MSC. visual Nastran for Windows. Посібник. Київ: НТУУ «КПІ», 2005. 218 с.
2. Борисенко М.Ю., Бойчук О.В., Борисенко І.А., Роговцов Ю.О. Комп'ютерне моделювання вільних коливань тонких пластин з різних матеріалів. *Геометричне моделювання та інформаційні технології*. 2016. № 2. С. 29–33.
3. Borysenko M., Zavhorodnii A., Skupskyi R. Numerical analysis of frequencies and forms of own collars of different forms with free zone. *Journal of Applied Mathematics and Computational Mechanics*. 2019. Vol. 18. No. 1. P. 5–13. <https://doi.org/10.17512/jamcm.2019.1.01>
4. Григоренко О.Я., Борисенко М.Ю., Бойчук Е.В., Новицький В.С. Чисельний аналіз вільних коливань прямокутних пластин на основ різних підходів. *Вісник Запорізького національного університету*. Серія: Фізико-математичні науки. 2019. № 1. С. 33–41. <https://doi.org/10.26661/2413-6549-2019-1-05>
5. Григоренко О.Я., Борисенко М.Ю., Бойчук Е.В., Новицький В.С. Застосування експериментального і чисельного методів до дослідження вільних коливань прямокутних пластин. *Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій*. 2019. № 29. С. 103–112. <https://doi.org/10.15421/4219009>

УДК 62-192(075)

О.С. Гринченко, д-р техн. наук, проф.

О.І. Алфьоров, д-р техн. наук, доц.

В.В. Пономаренко

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка
(Харків, Україна, alfogor@i.ua)*

ВРАХУВАННЯ ВПЛИВУ ЕКСТРЕМАЛЬНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПРИ ПРОГНОЗУВАННІ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ

У загальному випадку, побудова моделей прогнозування надійності елементів при раптових відмовах має враховувати як випадковість екстремальних навантажень, так і випадковий характер несучої здатності [1–3].

При детермінованому постійному граничному рівні несучої здатності елементу ціле число випадкових за величиною навантажень до раптової відмови має дискретний однопараметричний геометричний розподіл. Однак, якщо несуча здатність кожного елемента є фіксованою в часі випадковою величиною, то при багаторазовому випадковому навантаженні розподіл числа навантажень до відмови не є геометричним.

Передбачається також, що несуча здатність і навантаження – незалежні між собою, але подібні випадкові величини, тобто ті, що мають один і той же закон розподілу і однакові коефіцієнти варіації.

Має сенс розглянути відмінні риси геометричного розподілу від дискретних розподілів числа навантажень до відмови, які відповідають випадкам розподілів подібних величин навантаження і несучої здатності за законами Вейбулла і Фреше [4, 5].

Якщо має місце розподіл Вейбулла, то ймовірність відмови при першому навантаженні

$$Q_1 = 1 - R_1 = \frac{1}{\bar{K}^b + 1},$$

де R_1 – ймовірність безвідмовної роботи при першому навантаженні.

$$\text{Звідки } \bar{K}^b = \frac{1 - Q_1}{Q_1}.$$

Підстановка цієї величини дає вираз для ймовірності безвідмовної роботи при m -кратному навантаженні у вигляді

$$R_m = \frac{(1 - Q_1)^m m!}{\prod_{i=1}^m [(1 - Q_1)i + Q_1]}; \quad m = 1, 2, \dots \quad (1)$$

яке слід зіставляти з відповідним виразом для геометричного розподілу.

Використовуючи (1) можна отримати функцію ймовірності розглянутого дискретного розподілу, що залежить тільки від одного параметра Q_1

$$Q_m = R_{m-1} - R_m = \frac{Q_1(1-Q_1)^{m-1}(m-1)!}{\prod_{i=1}^m [(1-Q_1)i + Q_1]}; \quad m=1, 2, \dots \quad (2)$$

Ця функція визначає величину ймовірності відмови конкретно при m -ому екстремальному навантаженні і є дискретним аналогом щільності розподілу числа навантажень до відмови.

На відміну від геометричного розподілу середнє розподілу (2) має кінцеву величину тільки за умови, що ймовірність відмови при першому навантаженні Q_1 знаходиться в інтервалі $0,5 < Q_1 < 1$. На практиці така ймовірність відмови у елементів машин неприпустима.

Дискретний розподіл (2) не виявлено у відомих довідниках [6–7] і в [8] цей розподіл названо гіпогеометричним.

Ще один варіант дискретного розподілу числа навантажень до відмови можна отримати для ймовірності безвідмовної роботи в разі подібних навантажень і несучої здатності, розподілених за законом Фреше. Після вираження $\bar{K}^p$ за допомогою Q_1 отримаємо вираз для ймовірності безвідмовної роботи при m -кратному навантаженні у вигляді

$$R_m = \frac{1-Q_1}{1+(m-1)Q_1}; \quad m=1, 2, \dots \quad (3)$$

Виходячи з (3) можна отримати інші характеристики цього розподілу, які наведені в табл. 1.

Таблиця 1. Основні характеристики дискретних розподілів числа навантажень до відмови

Вид розподілу	Геометричний	Квазігеометричний	Гіпогеометричний
Ймовірність безвідмовної роботи	$(1-Q_1)^m$	$\frac{1-Q_1}{1+(m-1)Q_1}$	$\frac{(1-Q_1)^m m!}{\prod_{i=1}^m [(1-Q_1)i + Q_1]}$
Функція ймовірності відмови	$Q_1(1-Q_1)^{m-1}$	$\frac{Q_1(1-Q_1)}{[1+(m-1)Q_1][1+(m-2)Q_1]}$	$\frac{Q_1(1-Q_1)^{m-1}(m-1)!}{\prod_{i=1}^m [(1-Q_1)i + Q_1]}$
Функція ризику відмови	Q_1	$\frac{Q_1}{(m-1)Q_1 + 1}$	$\frac{Q_1}{(1-Q_1)m + Q_1}$
Середнє розподілення	$\frac{1}{Q_1}$	–	$\frac{Q_1}{2Q_1 - 1}$; при $0,5 < Q_1 < 1$

Отже, всупереч загальноприйнятому раніше підходу [9], при прогнозі механічної надійності по раптових відмовах в умовах випадкового розсіювання

несучої здатності елементів використання геометричного розподілу не можна вважати обґрунтованим.

1. Капур К., Ламберсон Л. Надежность и проектирование систем. Москва: Мир, 1980. 604 с.
2. Ржаницын А.Р. Теория расчета строительных конструкций на надежность. Москва: Стройиздат, 1978. 239 с.
3. Koutsourelakis P.S., Pradlwarter H.J., Schuëller G.I. Reliability of structures in high dimensions, part I: algorithms and applications. *Probabilistic Engineering Mechanics*. 2004. Vol. 19. No. 4. P. 409–417. <https://doi.org/10.1016/j.probengmech.2004.05.001>
4. Алферов А.И., Гринченко А.С. Основы прогнозирования и управления надежностью в условиях экстремальных нагрузок: монография. Харьков: Планета-Принт, 2017. 135 с.
5. Grynchenko O., Alfyorov O. Mechanical Reliability. Prediction and Management Under Extreme Load Conditions. Springer Nature Switzerland AG, 2020. 125 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-41564-8>
6. Джонсон Н.Л., Коц С., Кемп А.У. Одномерные дискретные распределения. Москва: Бином, 2012. 559 с.
7. Upton G., Cook I. Oxford dictionary of Statistics, 2008. 453 p.
8. Гринченко А.С. Некоторые прикладные модели прочностной надежности при внезапных отказах. *Вестник Национального технического университета «ХПИ»*. Тематический выпуск: Динамика и прочность машин. 2003. № 12. Т. 1. С. 51–58.
9. Гусев А.С. Вероятностные методы в механике машин и конструкций. Под ред. В.А. Светлицкого. Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. 224 с.

УДК 621.721

В.В. Дмитрик, д-р техн. наук, проф.
А.А. Тимченко

*Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»
(Харків, Україна, svarka126@ukr.net)*

СТРУКТУРА І ВЛАСТИВОСТІ КОМБІНОВАНОГО ЗВАРНОГО З'ЄДНАННЯ РОТОРА ПАРОВОЇ ТУРБИНИ

Збільшення паркового ресурсу ротора циліндра низького тиску (ЦНТ) парової турбіни потужністю 325 МВт, який працює у низько- та високотемпературному режимах, зумовило необхідність його виготовлення, як комбінованого зі сталей 20Х3МВФА і 25Х2НМФА. Водночас конструкція ротора залишилася без змін.

Для вивчення структури, хімічного складу і властивостей виготовляли зразок-свідок комбінованого з'єднання ротора зі сталей 25Х2НМФА (ТУ 108-995-81, ТУ 108-1082-82) і 20Х3МВФА (ТУ 108-995-81, ТУ 108-1029-81). Зварювання виконували на основі моделювання зварювального нагрівання.

Безпосередньо після закінчення зварювання, отримане з'єднання піддавали високому відпуску (при температурі 630 °С, 40 год.). Потім із зварного з'єднання вирізали темплети (зразки) для вивчення структури, хімічного складу і властивостей.

Встановили, що характеристики міцності та пластичності зварних з'єднань при температурі 20 °С, а також при 450 °С (робоча температура) є відносно високими і відповідають нормативним вимогам (див. табл. 1).

Таблиця 1. Механічні властивості комбінованого зварного з'єднання

Об'єкт випробування	T, °C	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_b , МПа	δ , %	ψ , %
Сталь 20Х3МВФА, основний метал	20	620	730	11	32
Метал шва	20; 450	665; 505	784; 583	18,1; 18,1	64; 64,4
Зварне з'єднання	20; 450	—	727; 600	—	66,0; 65,3
Комбіноване з'єднання, сталь 25Х2НМФА	20	520	687	14,0	40,0
Зварне з'єднання	20; 450	600; 450	690; 570	24,0; 16,0	67,0; 63,0

Експерименти показали, що руйнування комбінованих з'єднань проходило по металу шва, а також по ділянках сплавлення, перегріву та неповній перекристалізації ЗТВ сталі 20Х3МВФА. Показники ударної в'язкості металу шва дещо нижчі, ніж основного металу, який не зазнав впливу зварювального нагрівання (табл. 2). Критична температура крихкості знаходиться в області низьких температур (–15...–10 °С).

Таблиця 2. Ударна в'язкість металу шва комбінованих зварних з'єднань після відпуску при 630 °С протягом 30 год.

Об'єкт дослідження	Ударна в'язкість KCV, Дж/см ²		
	20 °C	–20 °C	–40 °C
20Х3МВФА	<u>105...78</u> 94	<u>60...45</u> 55	<u>40...30</u> 36
25Х2НМФА	<u>136...120</u> 128	<u>81...40</u> 57	<u>60...30</u> 40
Метал шва (дріт СВ-08ХН2ГМЮ)	<u>100...72</u> 82	<u>50...35</u> 44	<u>39...31</u> 35

Границю витривалості циліндричних гладких зразків, які крутяться, визначали при їх згинанні. Циліндричні зразки для випробувань на втому

вирізнялися із поперечних темплетів стикових комбінованих зварних з'єднань (згідно ГОСТ 2680-65 тип VIII).

Відповідно отриманим результатам, границя обмеженої витривалості на базі $5 \cdot 10^6$ циклів в комбінованих з'єднаннях сталі 20Х3МВФА зі сталлю 25Х2НМФА становить 300 МПа. Встановили, що значення втомної міцності зварних з'єднань вище, ніж рівень значень, визнаний нормативними документами.

Металографічний аналіз структури комбінованих зварних з'єднань показав, що метал ділянок ЗТВ має переважно сорбітну і бейнітно-феритну структуру зі сторони сталі 25Х2НМФА, а також бейнітно-мартенситну - зі сторони 20Х3МВФА. Метал шва характеризується наявністю бейнітно-феритної структури. Заміри твердості металу комбінованого зварного з'єднання показали, що структура на ділянці перегріву зі сторони сталі 20Х3МВФА має твердість HV 350...360, а на ділянці перегріву сталі 25Х2НМФА – HV 300...320. Основний метал, що не зазнав зварювального нагрівання, має твердість HV280...290 (сталь 20Х3МВФА) і HV 230...240 (сталь 25Х2НМФА). Після відпуску при 630 °С (20 год.) структура зварних з'єднань набуває вирівнювання, і твердість становить HV 180...190. На ділянці сплавлення металу шва зі сталлю 25Х2НМФА твердість знижується HV 160...170, а на ділянці сплавлення металу шва зі сталлю 20Х3МВФА твердість є дещо вищою: HV 190...205.

Короточасні механічні властивості комбінованого зварного з'єднання ротора, отриманого за удосконаленою технологією, є більш високими ніж аналогічні властивості зварного з'єднання, отриманого з використанням штатної технології, табл. 3.

Таблиця 3. Короточасні механічні властивості комбінованого зварного з'єднання ротора зі сталей 25Х2НМФА і 20Х3МВФА

Область зварного з'єднання	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_B , МПа	δ , %	ψ , %
Метал шва (дріт СВ-08ХН2ГМЮ)	541	420	18	62
Метал шва S3NiMoCr	670	470	21	59

Висновки. 1. Встановлено, що механічні властивості комбінованого зварного з'єднання ротора, який виготовлено по удосконаленій технології, є більш високими, ніж аналогічні властивості комбінованого ротора, що виготовлений за штатною технологією.

2. Дослідження показали, що отримання вихідної структури з покращеними якісними характеристиками приводить до підвищення надійності і збільшення ресурсу комбінованого ротора.

В.С. Дорошенко, д-р техн. наук, ст. науч. сотр.

*Физико-технологический институт металлов и сплавов НАН Украины
(Киев, Украина, doro55v@gmail.com)*

ОБОЛОЧКОВЫЕ ОТЛИВКИ С ПОВЕРХНОСТЬЮ ГИРОИДА

В статье рассмотрены броневые металлоконструкции, а именно, броневые преграды (БП), панели для защиты закрытых объемов, например, на транспортных средствах или в домах, банках, убежищах и т.п., для обеспечения пулестойкости, огнестойкости и устойчивости к взлому таких объектов. Также БП пригодна как противокумулятивный экран для повышения защищенности танков и бронемашин от кумулятивных боеприпасов при установлении таких препятствий на некотором расстоянии от основной брони. Для известных БП с ячеистыми конструкциями недостатком является большая масса и сложность их изготовления из различных материалов, включая анизотропные вещества, металлические детали с возможностью вращения или прошедшие сложную механообработку и т.п. Новые процессы литья железоуглеродистых сплавов, способных изменять свои свойства (увеличивать прочность и пластичность) под влиянием внешних факторов, реализуя внутренний ресурс упрочнения материала (трип-эффект), в сумме с последними технологиями в области литых легковесных конструкций открывают некий новый потенциал для получения БП [1, 2]. Его реализация стояла в получении литой многофазной металлической структуры с метастабильным остаточным аустенитом (25–35%), который испытывает при нагрузке динамическое деформационное мартенситное превращение, как механизм упрочнения и адаптации материала к внешним воздействиям. При этом оболочковые конструкции (с толщиной стенки, более чем на порядок меньшей габаритных ее размеров) выгодно лить из высокопрочного чугуна (ВЧ), затем отливки изотермически закалять (извлекая их горячими в аустенитном состоянии из песчаной формы) до аустенитно-бейнитной структуры ВЧ с показателями прочности, соразмерными таким для углеродистой стали. Отливки из чугуна на ~10 % легче стальных, жидкотекучесть ВЧ выше, чем стали, при литье в песчаные формы, что позволяет отливать фасонные изделия, часто нетехнологичные для стального литья.

Использовали преимущества литья по газифицируемым моделям (ЛГМ) с литейными формами из сыпучего песка и разовыми пенопластовыми моделями. Выбрана ячеистая модель [1–3] с той особенностью, что ее поверхность состоит из периодических минимальных поверхностей (МП, термин из классической математики), называемых гироидом. Особенность гироида состоит в том, что для изготовления этой модели достаточно серийно производить одну деталь (шестиугольную пластинку фигурной или неплоской формы), и присоединением таких одинаковых пластинок между собой можно собирать (монтировать) пенопластовую модель с поверхностью гироида практически

неограниченных размеров. Т. е. модель можно наращивать присоединением каждый раз одной элементарной повторяющейся детали практически бесконечно в трех измерениях, но, по факту, размеры ее ограничивает контейнер песчаной формы, в которой формуют такую модель.

Мало того, эта пластинка шестиугольника фигурной формы (называют фундаментальным элементом) также может быть изготовлена составлением ее из двух, трех или шести частей, как повторяющихся, – одинаковых элементов [2, 3]. На пласт-автомате по производству пенопластовых моделей можно серийно изготавливать одинаковые элементы, из которых присоединением собирать всю конструкцию литейной модели. В этом есть технологическая уникальность моделей с периодической МП – их сборка из копий одного или нескольких фундаментальных элементов, которые также могут быть собраны из повторяющихся частей. Все МП аналитические и могут быть заданы уравнением типа $z = f(x, y)$, а для построения различных классов МП литейных моделей разработаны и имеются в открытом доступе компьютерные программы, например, в свободном доступе программа Surface Evolver [3, 4].

Учитывая новизну конструкции такой модели [3], для производства БП она предложена впервые. Известны примеры использования гироидной конструкции прежде всего для декоративных целей: бижутерия, скульптура, спортивные строения на детских площадках (рис. 1). Поверхности модели с МП предложено проектировать по компьютерной программе как поверхности с минимальной суммарной энергией поверхностного натяжения, а также в сочетании с гравитационной энергией и (или) энергией изгибной, ударной деформации или деформации другого вида [3, 4]. Такая литейная модель при ЛГМ и формовке в сыпучем песке взаимодействует с ним с минимальной энергией трения, которая пропорциональна площади поверхности модели. Это облегчает обтекание песком модели и дает ее четкий отпечаток.

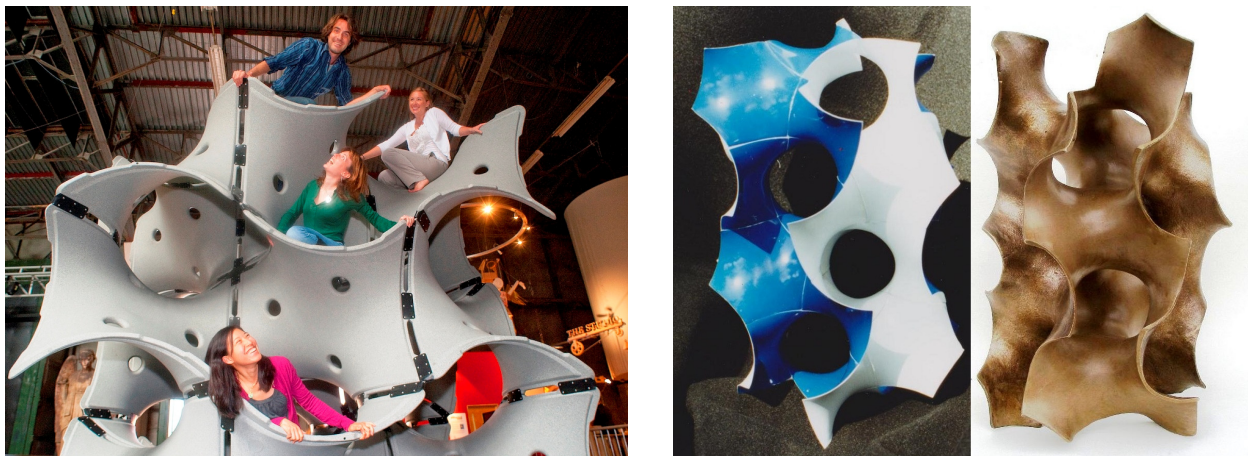


Рис. 1. Модели с поверхностью гироида на детской площадке и литейная из пенопласта, а также отливка из бронзы (справа) по литейной модели

Также МП модели облегчает осыпание песка с поверхности отливки при извлечении из формы, что важно для быстрого переноса горячей отливки в закалочную среду и последующей термообработки. А кривизна стенки БП из

ВЧ изменяет ориентацию поражающего бронебойного боеприпаса в пространстве и отклоняет траекторию его полета, обеспечивая поглощение энергии летящего боеприпаса не только упрочненным материалом, но и минимальной вероятностью расположения (ориентации) мест поверхности БП, перпендикулярно полету этого боеприпаса, благодаря кривизне поверхности.

С уменьшением поверхности литейной полости формы (за счет МП модели) уменьшается площадь контакта заливаемого металла с этой поверхностью, в сочетании с отсутствием или минимизацией количества углов в конструкции модели, это улучшает заполняемость формы металлом и позволяет заливать длинномерные тонкостенные БП. Плавная кривизна МП облегчает течение металла без резких поворотов, гидравлических ударов и его разбрызгивания в сочетании с уменьшением отвода тепла через МП стенки формы. Поэтому МП эффективны и для изготовления моделей литниковой системы для литья. МП ячеистой отливки способствует сокращению путей отвода газов из толщины формы сквозь песок в ячейках и вакуум-фильтры формы.

С помощью компьютерных программ возможно построение поверхности моделей БП для защиты объектов с произвольной топологией, подчиненной разнообразным объемным и предельным связям [2–4]. Например, можно зафиксировать объем, охватываемый поверхностью (изопериметрические задачи), или контактные углы на линиях пересечения искомой поверхности с заданной поверхностью защищаемых БП объемов, в т. ч. транспортных средств, домов, хранилищ, банков, или для покрытия противокумулятивным экраном бронемашин или танков установлением БП на некотором расстоянии от основной брони. Для поиска конфигурации с минимальной энергией программы используют метод градиентного спуска для построения МП и их сочетания с другими поверхностями при конструировании литейных моделей БП [4]. Это позволяет получить не только чертежи (оцифрованные данные) отливки или модели с МП, но и МП в сочетании с заданными служебными характеристиками отливки, что сокращает продолжительность, автоматизирует и компьютеризирует подготовку производства и повышает служебные свойства отливки БП с уменьшением ее массы. Полученные с помощью компьютерных программ чертежи удобно подавать на управляемый компьютером 3D-фрезер, который в автоматическом режиме изготовит из пенопласта литейную модель или модель ее пресс-формы для серийного изготовления литейной модели или ее элементарных частей с помощью автоклава или полуавтомата.

В работах [2–4] показаны примеры модели и отливки с гироидной поверхностью (рис. 1). Модель собирают из одинаковых элементов-оболочек в форме правильных шестиугольников с фасонной поверхностью, с выпуклыми и вогнутыми частями (рис. 2). Показана сборка пенопластовых элементов БП светлого и темного цветов для демонстрации размеров и границ стыка. На торцах элементов обозначены места для монтажных средств соединения элементов. На рис. 3 показано модель плоской броневого преграды с гироидной поверхностью. К таким собранным моделям монтировали модели литниковых систем, красили противопожарной краской, сушили и отливали металлом ЛГМ.

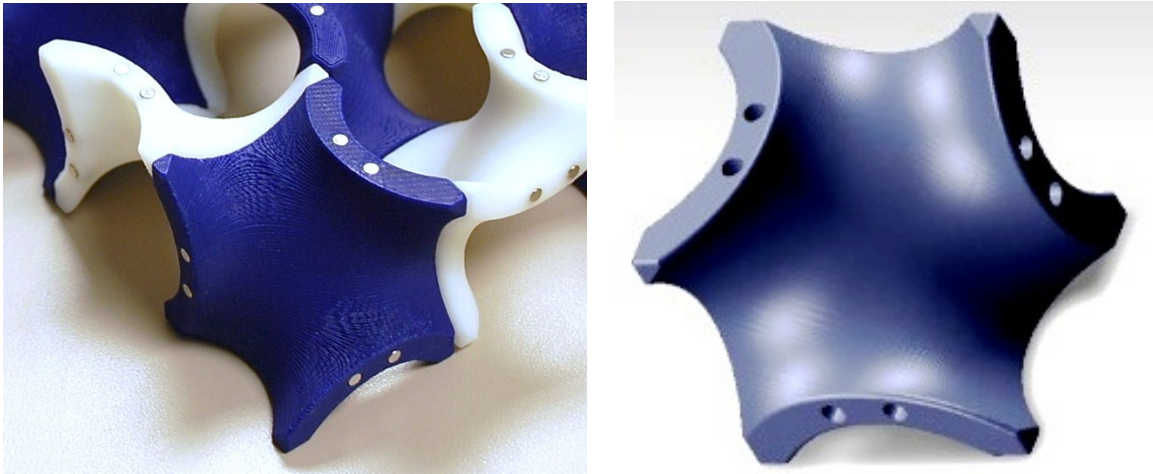


Рис. 2. Сборка пенопластовой модели с гироидной поверхностью методом соединения элементов светлого и темного цвета и отдельный фундаментальный элемент темного цвета

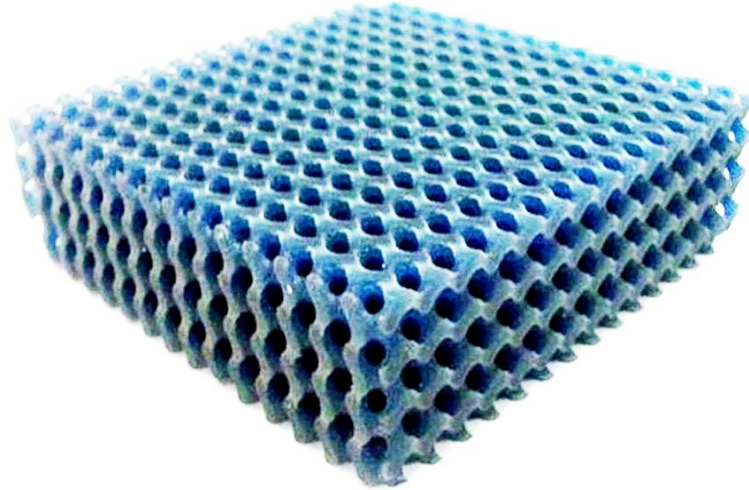


Рис. 3. Модель ячеистой плоской БП из цветного пенопласта

Такая гироидная БП в зависимости от толщины может изготавливаться или совсем непрозрачной для прямого взгляда, или частично прозрачной сквозь отдельные отверстия, последнее облегчает конструкцию. Ее каналы могут пропускать свет, что позволяет такой БП защищать окна с покрытием ее светлой или светоотражающей краской. А также гироидная конструкция БП пропускает воздух, позволяя ею защищать отверстия для вентиляции. В целом, работа служит примером получения изотермически закаленного ячеисто-оболочкового изделия из ВЧ при совмещении литья и термообработки [1, 2].

1. Спосіб виробництва броньової перешкоди з високоміцного чавуну у ливарних формах з сипкого піску: пат. 139560 Україна. МПК В22D 7/00, В22D 23/00, F41H 5/00 / Дорошенко В.С., Шинський В.О. заявл. 18.06.2019, опубл. 10.01.2020, Бюл. № 1.

2. Дорошенко В.С. О литье защитных и износостойких конструкций из изотермически закаленного высокопрочного чугуна. *Литейное производство*. 2020. № 5. С. 28–31. № 7. С. 21–25.

3. Ливарна модель: пат. 82028 Україна. МПК В22С 7/02 / Шинський О.Й., Дорошенко В.С. № 201111990; заявл. 12.10.2011; опубл. 25.07.2013, Бюл. № 14.

4. Дорошенко В.С. Математическое проектирование каркасно-ячеистых отливок. *Литейное производство*. 2013. № 2. С. 9–12.

УДК 669.131.7

В.С. Дорошенко, д-р техн. наук, ст. науч. сотр.

*Физико-технологический институт металлов и сплавов НАН Украины
(Киев, Украина, doro55v@gmail.com)*

О КОНТРОЛЕ ПРОЧНОСТИ ЛИТЬЯ ИЗ ВЫСОКОПРОЧНОГО ЧУГУНА

Предложен способ контроля свойств прочности высокопрочного чугуна (ВЧ) с шаровидным графитом с целью упрощения контроля и повышения стабильности качества отливок из ВЧ, получаемых в небольших литейных цехах. Этот способ также приемлем и для других сплавов, чушковых металлов, слитков, и другой литой металлопродукции, которую можно контролировать по литым пробам. Акцент сделан на ВЧ, поскольку из-за короткого времени действия модификатора (как правило, содержащего магний) на сфероидизацию графита в расплаве чугуна в ковше желательно быстрое определение свойств металла. При модифицировании металла в литейной форме (инмолд-процесс) желательно иметь несложный способ контроля качества ВЧ в каждой форме, поскольку именно в форме ВЧ приобретает свойства, определяющие его марку.

По ДСТУ 3925-99 обозначение марки ВЧ содержит цифровые данные минимальных значений временного сопротивления при растяжении ВЧ и относительного удлинения δ , которые определяют на цилиндрическом образце $\varnothing 10$ мм и длиной 98 мм. По этому стандарту образцы вырезают из литых проб, отрезая прямоугольную в сечении заготовку (мм) 25×40, которая составляет около 20% от объема литой пробы, далее на металлорежущих станках вырезают цилиндрическую пробу с ~ 90 % отходов. Иногда возможны образцы других размеров по специальному указанию на чертеже отливки.

Такое определение качества ВЧ усложняет производство из него отливок, особенно при эпизодическом литье ВЧ среди других сплавов в некрupных цехах. Без наличия механикообрабатывающих станков, аппаратуры, специалистов для изготовления проб и испытаний нельзя получить показатели марки (качества) ВЧ, который будет уже в отливках, т.к. нельзя долго держать металл в ковше и определить его качество стандартным способом из-за выгорания Mg в ковше. Отсюда, основания, что из ковша заливается в литейную форму ВЧ нужной марки, весьма ненадежны, если исходить из требований указанного ДСТУ; а косвенные признаки качества ВЧ перед заливкой его в форму, которыми могут пользоваться отечественные литейщики, являются субъективными с невысокими гарантиями низкого брака отливок.

Сложность испытания ВЧ по ДСТУ 3925-99, является одной из причин того, что производство отливок из ВЧ в отечественном объеме выпуска литья в несколько раз ниже, чем в мировой практике [1]. Для сокращения продолжительности испытаний – контроля качества металла путем сравнения с такими же образцами с заранее определенными свойствами нами предложено отливать пробы V-образной формы и испытывать их в литом состоянии

сжатием и сгибанием свободных концов двух ветвей с уменьшением угла между ними до их стыка, а такую V-пробу следует отливать с тем большим углом между двумя ветвями V, чем больше величина δ по марке ВЧ [2].

Использовали то, что ВЧ получают модифицированием жидкого исходного чугуна, который является серым чугуном (СЧ) с пластинчатым графитом, если бы его разлили в формы без модифицирования. В СЧ острые пластинки графита уменьшают живое сечение металлической матрицы, являются концентраторами напряжений и вызывают трещины. СЧ имеет $\delta < 0,5-1,0\%$, ВЧ – $\delta \geq 2-22\%$, поэтому СЧ хрупкий и при сгибании пробы ломается, а ВЧ вязкий и при сгибании пробы гнется. На свойствах СЧ и ВЧ основывается сравнение свойств проб. Сжатием V-пробы и сгибанием концов ее двух ветвей определяют, ломается или сгибается проба. Чем больше величина δ ВЧ, тем больше рекомендуется угол между двумя ветвями, определяемый опытным путем, а ломка хотя бы одной из этих ветвей – браковочный признак. Поскольку в ДСТУ 3925-99 указан образец толщиной 10 мм, то отливали V-пробы толщиной 10 мм, а для более тонкостенных отливок – по их толщине, что есть преимущество – испытание пробы конкретной или преимущественной (приведенной) толщины стенки отливки. Испытывали V-пробы без механообработки на слесарных тисках, получая предварительные качественные характеристики. В Украине есть в продаже тиски слесарные типа "MaxSteel" трех моделей 1-83-066, -067 и -068 с силой сжатия 1400, 1800 и 2200 кг и раскрытия губок на 100, 125 и 150 мм.

Пригодны также твердомеры Бринелля с несложной оснасткой. Для тонкостенных проб пригодны даже ключи трубные рычажные (ГОСТ 18981-73): ключ рычажный КТР-3 7813-0003 для труб с внешним $\varnothing$ 20-63 мм (размер зева), или ключ КТР-1 7813-0001 для труб $\varnothing$ 10-36 мм. Периодическими подкручиваниями гайки уменьшают размер зева при сжатии V-проб рычагом ключа даже без отделения от отливки прилитых к ней проб. Это удобно для V-проб при инмолд-процессе. Способ не является стандартным, и следует испытывать стандартные пробы. Все же, отработав соответствие показателей V-проб и стандартных проб для конкретных отливок и условий цеха (набрав статистику данных), с высокой степенью вероятности можно судить о наличии ВЧ требуемой марки в литой пробе и проводить испытания на стандартной пробе, если испытания V-пробы дали негативный результат. V-проба предложена также для испытания сварных швов металлоизделий с привариванием одной ветви, если трещина проходит по шву, шов слабый. V-пробы приемлемы и для оценки механических свойств бейнитных чугунов. Удобно литье V-проб по пенопластовой модели, которая в литейной форме (из любой песчаной смеси) газифицируется встык к отливке.

1. Гнатуш В.А., Дорошенко В.С. Производственные и номенклатурные тренды отливок из чугуна с шаровидным графитом. *Литейное производство*. 2017. № 7. С. 28–32.

2. Спосіб виготовлення виливка з чавуну з кулястим графітом: пат. 131910 Україна. МПК В22D 7/00, В22D 7/06, В22D 23/00 / Дорошенко В.С., Шинський В.О., Калюжний П.Б.; заявл. 25.06.2018; опубл. 11.02.2019, Бюл. № 3.

УДК 629.7.036:539.4

А.П. Зінковський, д-р техн. наук, проф.

В.В. Матвєєв, академік НАН України

Інститут проблем міцності імені Г.С. Писаренка НАН України

(Київ, Україна, zinkovskii@ipp.kiev.ua)

ВПЛИВ ТИПУ ТА ПАРАМЕТРІВ ЛОКАЛЬНИХ ПОВЕРХНЕВИХ ПОШКОДЖЕНЬ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛИВАНЬ СТЕРЖНЕВИХ ЕЛЕМЕНТІВ

В елементах конструкцій машин з різних причин, як технологічного так і експлуатаційного характеру, виникають локальні поверхневі пошкодження. Так, наприклад, в робочих лопатках турбомашин під дією широкого спектра силових та температурних навантажень, а також унаслідок попадання в проточну частину сторонніх предметів виникають корозійні та ерозійні язви, забоїни та тріщини втоми, які обумовлюють зміну пружних та інерційних характеристик лопаток із можливим їх подальшим руйнуванням. Своєчасне виявлення наявності таких пошкоджень в елементах конструкцій є актуальною науково-технічною задачею з точки зору забезпечення функціональної роботоздатності як таких елементів, так і машини в цілому.

Метою даної роботи є встановлення виду та параметрів локальних поверхневих пошкоджень на характеристики коливань стержневих елементів конструкцій.

У роботі представлені результати проведених в Інституті проблем міцності імені Г.С. Писаренка НАН України під керівництвом авторів комплексних аналітичних, розрахункових та експериментальних досліджень з вирішення сформульованої задачі на прикладі розгляду стержнів постійного поперечного перерізу прямокутної та круглої форми, а також натурних лопаток. Для аналізу було вибрано два типи локальних поверхневих пошкоджень – відкрита та дихаюча тріщини, які інтегрально описують можливі поверхневі пошкодження елементів конструкцій. Відкрита або дихаюча тріщина, яка виникає внаслідок попадання сторонніх предметів або під впливом навколишнього середовища, та характеризується берегами, що не закриваються в процесі деформування об'єкта дослідження, представляється у вигляді прямокутного пазу постійної ширини. Коливальна система в даному випадку залишається лінійною. Береги ж дихаючої тріщини, виникнення якої спричинено втомним пошкодженням, почергово закриваються та відкриваються, що обумовлює нелінійність системи. Розрахункові дослідження проводились з використанням розроблених трьохмірних скінченноелементних (СЕ) моделей стержнів з вибраними типами тріщин. СЕ сітка в цілому приймалась рівномірною, але ущільнювалась в околі тріщини. Для взаємного непроникнення берегів дихаючої тріщини використані контактні елементи. Для проведення випробувань об'єктів дослідження використовувалась експериментальна база Інституту.

Основні результати виконаних досліджень полягають в наступному.

Відкрита тріщина. За результатами проведених розрахункових досліджень встановлені закономірності впливу параметрів такого локального поверхневого пошкодження (глибини, ширини та положення по довжині стержня) на формування модальних характеристик (частот та форм) згинних коливань консольного стержня постійного прямокутного поперечного перерізу. Представлені залежності зміни власних частот перших чотирьох форм згинних коливань стержня від місця розташування пошкодження по його довжині та його геометричних характеристик (глибини та ширини). Встановлено виникнення такого явища, коли незалежно від форми коливань існує положення пошкодження по довжині стержня, при якому власні частоти пошкодженого і непошкодженого стержнів однакові. В разі зміщення пошкодження до защемлення, спостерігається зменшення власних частот коливань стержня в порівнянні з його непошкодженим станом, і тим інтенсивніше, чим більша глибина пошкодження та його наближення до защемлення. При наближенні пошкодження до вільного кінця стержня його власні частоти стають дещо вищими, ніж для непошкодженого. Результати виконаних розрахунків добре узгоджуються з даними, наведеними в інших відомих роботах, та проведеними експериментальними випробуваннями стержнів та натурної лопатки турбомашини.

Дихаюча тріщина. Наявність такої тріщини обумовлює виникнення нелінійних супер- і субгармонічних резонансів, спектр коливань яких складається з кратних гармонік, які відповідають частоті збудження відповідного резонансу та основній резонансній частоті коливань стержня.

Описано розроблені методики аналітичного та розрахункового визначення вібродіагностичних показників наявності дихаючої тріщини в консольному стержні прямокутного та круглого поперечного перерізу при силовому та кінематичному збудженні супер- та субгармонічного резонансів. Як вібродіагностичний показник наявності тріщини запропоновано використовувати відношення амплітуд домінуючих гармонік: $\bar{A}_{2/1} = A_2/A_1$ при супергармонічному та $\bar{A}_{1/2} = A_1/A_2$ при субгармонічному резонансах, де A_1, A_2 – амплітуди коливань першої та другої гармонік при відповідному резонансі.

За результатами досліджень закономірності залежності запропонованих вібродіагностичних показників від місцеположення тріщини та відносних її розмірів, а також особливостей збудження коливань. По-перше, показано, що зі збільшенням глибини тріщини та її наближенням до защемлення консольного стержня значення вібродіагностичного показника зростає незалежно від типу резонансу. По-друге, він обернено пропорційний декременту коливань стержня і при його великих значеннях збудження нелінійних резонансів практично унеможливується. По-третє, характер залежності вібродіагностичного показника від місця прикладання змушувальної сили визначається положенням тріщини.

Таким чином, встановлені закономірності коливань стержневих елементів при наявності локальних поверхневих пошкоджень можуть бути використані при розробці методів їх вібродіагностики як необхідної умови забезпечення функціональної роботоздатності високонавантажених вузлів сучасних об'єктів машинобудування.

УДК 539.319+534.1:62-253.5

А.П. Зінковський, д-р техн. наук, проф.

І.Г. Токар, канд. техн. наук, ст. наук. співроб.

К.В. Савченко, канд. техн. наук

О.Л. Деркач, канд. техн. наук

*Інститут проблем міцності імені Г.С. Писаренка НАН України
(Київ, Україна, zinkovskii@ipp.kiev.ua)*

ПОРУШЕННЯ ЦИКЛІЧНОЇ СИМЕТРІЇ ЛОПАТКОВИХ ВІНЦІВ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК: ПРИЧИНИ ТА НАСЛІДКИ

Сучасні тенденції висувають все більш жорсткі техніко-економічні та експлуатаційні вимоги до об'єктів турбомашинобудування. Особлива увага приділяється забезпеченню їх надійності на протязі всього життєвого циклу.

Результати аналізу експлуатації авіаційних газотурбінних двигунів показують, що більшість дефектів, які виявляються в процесі експлуатації мають вібраційне походження, а їх значна частина відноситься до лопаткових вінців робочих коліс. Тому істотне місце при проектуванні двигунів займає забезпечення вібраційної надійності лопаткових вінців компресора і турбіни. Вони, як відомо, характеризуються конструктивною циклічною симетрією, порушення якої може викликати суттєве зростання вібронапруженості лопаток з подальшим їх руйнуванням. Основними причинами таких порушень є, по-перше, існуючі допуски на виготовлення пера лопаток та їх бандажного і замкового з'єднань і, по-друге, можливі пошкодження пера та порушення ідентичності взаємодії контактних поверхонь з'єднань лопаток в процесі експлуатації двигунів.

Метою роботи є аналіз конструктивних особливостей, умов експлуатації та технічного стану і можливих руйнувань лопаткових вінців робочих коліс сучасних газотурбінних установок та встановлення закономірностей впливу характерних видів порушень їх циклічної симетрії на напружений стан лопаток бандажного та замкового з'єднань при резонансних режимах експлуатації.

Об'єктами дослідження були вінці компресора зі з'єднанням «ластівчин хвіст» консольних лопаток з диском та турбіни з кільцевим і попарним бандажуванням лопаток.

Дослідження проводились з використанням розроблених скінченно-елементних моделей об'єктів дослідження та методик експериментального визначення характеристик їх демпфірувальної здатності та вібронапруженості.

Основні результати проведених розрахунково-експериментальних досліджень полягають в наступному.

Вінець зі з'єднанням «ластівчин хвіст» консольних лопаток з диском. З використанням розробленої скінченноелементної моделі вінця отримані спектри власних частот коливань та розподіли напружень у хвостовику лопаток та міжпазових виступах диска, які порівнюються з експериментальними

даними. Показано, що внаслідок щільного спектру власних частот вінця, можливе виникнення явища локалізації коливань при наявності розладу частот лопаток. Це може бути однією з причин руйнування міжпазових виступів диска. Встановлені зони підвищених напружень та вплив на їх величину ширини міжпазових виступів.

Вінець з кільцевим бандажуванням лопаток. Представлені результати досліджень із визначення закономірностей формування спектрів власних частот і форм коливань бандажованих лопаткових вінців з порушеною циклічною симетрією. Встановлено, що рівень локалізації коливань лопаток таких систем може визначатись щільністю частот окремої ділянки частотної функції налаштованого вінця. Ця особливість, враховуючи можливий слабкий модальний зв'язок бандажних полиць, у залежності від розподілу частот лопаток може призвести до зростання рівня амплітуд коливань в таких вінцях.

Вінець з попарним бандажуванням лопаток. За результатами комплексних розрахунково-експериментальних досліджень попарнобандажованих лопаток різних ступеней авіаційних газотурбінних двигунів отримані закономірності впливу розладу їх частот коливань та умов спряження по полицях з урахуванням дії відцентрових сил. Встановлені оптимальні умови спряження полиць, які забезпечують максимальну демпфірувальну здатність і відповідно мінімальну вібронапруженість лопаток. Показано, що для прогнозування зазначених умов спряження може бути використана така характеристика пера лопаток, як його гнучкість. Внаслідок розладу частот попарнобандажованих лопаток можуть виникнути їх антифазні коливання, які характеризуються небезпечним зростанням вібронапруженості незалежно від умов спряження полиць.

Результати проведених розрахунково-експериментальних досліджень можуть бути використані для діагностики руйнувань та зниження ризиків виникнення небезпечних рівнів вібронапруженості робочих лопаток газотурбінних установок при їх проектуванні та доводці, а також контролі технічного стану в процесі експлуатації.

Доповідь підготовлена в рамках виконання науково-технічної роботи «Розробка методів діагностики та аналізу причин руйнувань і зниження вібронапруженості робочих лопаток та їх систем при експлуатації газотурбінних установок» за рахунок бюджетної програми «Підтримка розвитку пріоритетних напрямів наукових досліджень».

УДК 621.45.01

Д.В. Івченко¹

Н.В. Сметанкіна², д-р техн. наук, ст. наук. співроб.

¹Державне підприємство «Запорізьке машинобудівне конструкторське бюро «Прогрес» імені академіка О.Г. Івченка

(Запоріжжя, Україна, ivchenko.dmitry@gmail.com)

²Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України
(Харків, Україна, nsmetankina@ukr.net)

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДІЙСНОЇ ДІАГРАМИ ДЕФОРМУВАННЯ ТИТАНОВОГО СПЛАВУ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ АВІАЦІЙНОГО ДВИГУНА

Для математичного моделювання процесів деформації деталей авіаційного двигуна при ударному навантаженні, наприклад при попаданні птаха в проточну частину або обриві робочої лопатки вентилятора, необхідно враховувати виникнення великих пружно-пластичних деформацій $\epsilon \geq 5\%$ матеріалів деталей – титанових сплавів. Для цього необхідно використовувати дійсну діаграму деформування (діаграму дійсних напружень) [1, 2].

Титанові сплави не мають площадки текучості і для математичного опису їх дійсних діаграм деформування можна використати степеневу залежність

$$\sigma_{true} = A + B \cdot \epsilon_{true\ p}^n,$$

де σ_{true} – дійсне напруження; $\epsilon_{true\ p}$ – дійсна пластична деформація; A, B, n – параметри-константи.

Розробці методики визначення параметрів A, B, n присвячена ця робота.

Вихідними даними являються стандартні параметри механічних характеристик: $E, \sigma_{0.2}, \sigma_b, \delta, \psi$. Їх значення приймаються за довідковими й (або) експериментальними даними для титанових сплавів.

Визначаємо дійсний опір розриву (напруження у момент руйнування) й дійсну деформацію у момент руйнування:

$$\sigma_{true\ k} = k \cdot \frac{\sigma_b}{1 - \psi_k}, \quad \epsilon_{true\ pk}^n = \ln \frac{1}{1 - \psi_k},$$

де k – коефіцієнт руйнівного навантаження; ψ_k – найбільше звуження перерізу, приймаємо $\psi_k = \psi$.

Побудову дійсної діаграми деформування будемо виконувати в координатах $\sigma_{true} \approx \epsilon_{true\ p}^n$ по трьох точках: перша точка (в ній пластичні деформації відсутні, що приблизно відповідає границі пружності) з координатами $(0; y)$ у $\sigma_{0.2}$, де y – коефіцієнт зниження напруження; друга точка (границя текучості) з координатами $(0,002; \sigma_{0.2})$; третя точка (руйнування) з координатами $(\epsilon_{true\ pk}; \sigma_{true\ k})$.

При побудові використовуємо функцію, представлену в [3], яку стосовно дійсної діаграми деформування представимо для $y \cdot \sigma_{0,2} \leq \sigma_{true k}$

$$\epsilon_{true p} = 0,002 \cdot \left(\frac{\sigma_{true} - y \cdot \sigma_{0,2}}{\sigma_{0,2} - y \cdot \sigma_{0,2}} \right)^N, \quad N = \frac{\ln \left(\frac{\epsilon_{true p k}}{0,002} \right)}{\ln \left(\frac{\sigma_{true k} - y \cdot \sigma_{0,2}}{\sigma_{0,2} - y \cdot \sigma_{0,2}} \right)}.$$

Задаючи значення σ_{true} отримуємо дійсну діаграму деформування як функцію в табличному виді. При цьому буде достатньо 7 точок, які мають координати $(\epsilon_{true pi}; \sigma_{true ki})$, де i - номер точки, $i = 1 \dots 7$; $0 \leq \epsilon_{true pi} \leq \epsilon_{true pk}$.

Для визначення параметрів A , B , n використовуємо алгебраїчний метод, аналогічний представленому в [4].

Параметр A визначаємо як $A = y \cdot \sigma_{0,2}$.

Параметри B та n визначаємо, вирішуючи систему рівнянь

$$\begin{cases} 3 \cdot \lg B + K_1 \cdot n = K_3 \\ 3 \cdot \lg B + K_2 \cdot n = K_4 \end{cases},$$

де $K_1 = \sum_{i=2}^{i=4} \lg \epsilon_{true pi}$; $K_2 = \sum_{i=5}^{i=7} \lg \epsilon_{true pi}$;

$$K_3 = \lg(\sigma_{true 2} - \sigma_{true 1}) + \lg(\sigma_{true 3} - \sigma_{true 1}) + \lg(\sigma_{true 4} - \sigma_{true 1});$$

$$K_4 = \lg(\sigma_{true 5} - \sigma_{true 1}) + \lg(\sigma_{true 6} - \sigma_{true 1}) + \lg(\sigma_{true 7} - \sigma_{true 1}).$$

Для отримання необхідної точності побудови дійсної діаграми деформування необхідно підібрати коефіцієнти k і y . Для цього проводимо математичне моделювання розтягування стандартного зразка методом скінченних елементів із використанням різних значень коефіцієнтів k і y та, відповідно, параметрів A , B , n .

За результатами моделювання визначаємо розрахункові значення параметрів механічних характеристик: E_p , $\sigma_{тцр}$, $\sigma_{0,2p}$, $\sigma_{вр}$, δ_p , ψ_p . Порівнюємо значення E_p , $\sigma_{тцр}$, $\sigma_{0,2p}$, $\sigma_{вр}$, δ_p , ψ_p і E , $\sigma_{тц}$, $\sigma_{0,2}$, $\sigma_{в}$, δ , ψ . При їх збігу з заданою точністю остаточно приймаємо значення параметрів A , B , n дійсної діаграми деформування.

Побудову дійсної діаграми деформування представлено на рис. 1.

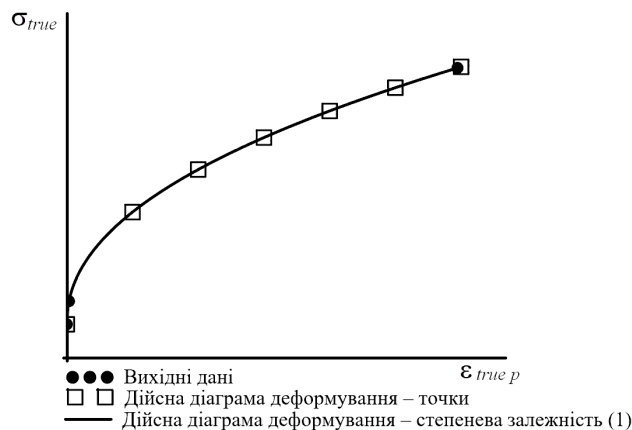


Рис. 1. Побудова дійсної діаграми деформування

Блок-схема процесу визначення параметрів A , B , n дійсної діаграми деформування представлена на рис. 2.

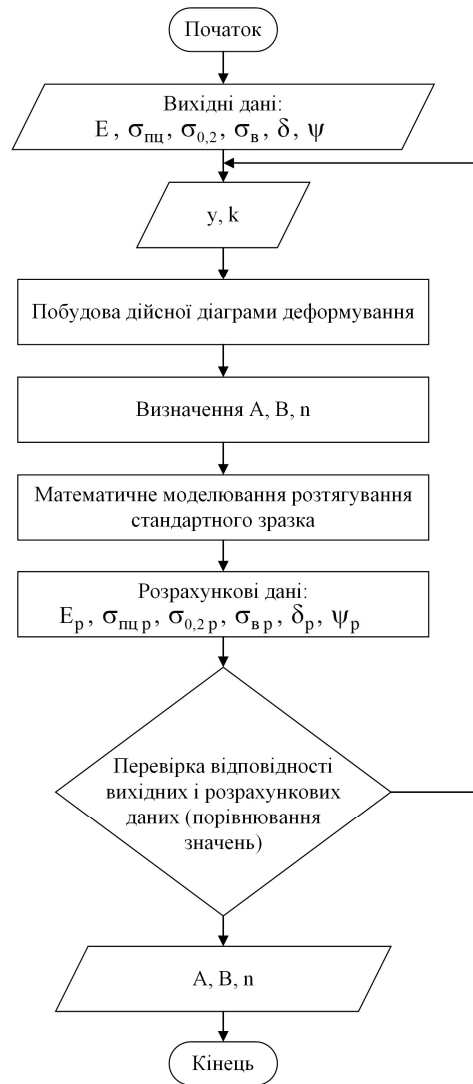


Рис. 2. Блок-схема визначення параметрів A , B , n дійсної діаграми деформування

Розроблена методика була використана для визначення параметрів A , B , n дійсних діаграм деформування титанових сплавів ВТ6 і ОТ4-1 – матеріалів деталей вентилятора авіаційного двигуна.

Методика може бути використана також для визначення параметрів A , B , n дійсних діаграм деформування сталей і інших металевих сплавів.

1. Биргер И.А., Мавлютов Р.Р. Сопротивление материалов: учеб. пособие. Москва: Наука, 1986. 560 с.
2. Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів: підручник. Київ: Вища школа, 2004. 655 с.
3. Банкина О.С., Дзюба А.С., Хватан А.М. Метод построения диаграмм деформирования « σ – ϵ » по справочным механическим характеристикам материала. *Труды ЦАГИ*. 2000. № 2639. С. 36–38.
4. Третьяков А.В., Трофимов Г.К., Гурьянова М.К. Механические свойства сталей и сплавов при пластическом деформировании: карманный справочник. Москва: Машиностроение, 1971. 64 с.

УДК 539.3

А.С. Каиров, д-р техн. наук, проф.
С.А. Моргун, канд. техн. наук, доц.

*Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова
(Николаев, Украина, alex-kairov@yandex.ru)*

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ОХЛАЖДАЕМЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ГТД ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

Расчет напряженно-деформированного состояния (НДС) лопаточного аппарата рабочих колес газотурбинного двигателя (ГТД) представляет собой сложную пространственную контактную задачу с учетом влияния температурных полей.

Расчетная методика построена на основе уточненных моделей вынужденных колебаний, процессов деформирования лопаточного аппарата, а также процессов взаимодействия колеблющихся лопаток с потоком воздуха и сопряженными деталями, что позволяет с высокой степенью точности определить локализацию напряжений, возникающих в лопатках. В связи со сложностью их геометрической формы и переменной геометрией поперечного сечения, наличием охлаждающих каналов и пространственными полями температуры и напряжений используются трехмерные модели. При этом система элементов лопаточного венца рассматривается как единая деформируемая система. Для решения задачи применяется метод конечных элементов (МКЭ) с математическим обеспечением [1], основанным на трехмерном моделировании, согласно которому задача после дискретизации сводится к системе обыкновенных дифференциальных уравнений

$$[M] \left\{ \frac{d^2 u}{dt^2} \right\} + [C] \left\{ \frac{du}{dt} \right\} + [K] \{u\} = \{F(t)\}, \quad (1)$$

где $\{u\}$ – вектор узловых перемещений конечных элементов; $[M], [C], [K]$ – матрицы масс, демпфирования и жесткости; $\{F(t)\}$ – вектор заданной нагрузки, изменяющейся во времени.

Вектор узловых сил $\{F(t)\}$ включает в себя распределенные по поверхности профиля пера лопатки газодинамические силы с учетом радиальной и окружной неравномерности потока в проточной части газоздушного тракта ГТД. Зависимость теплового баланса ротора рассматриваемой газовой турбины определяется системой уравнений [2]:

$$[K_T] \{T\} = \{Q\}, \quad (2)$$

где $[K_T]$ – глобальная матрица теплопроводности модели конечных элементов; $\{T\}$ – вектор температур в узлах конечных элементов; $\{Q\}$ – вектор внешней тепловой нагрузки.

Таким образом, для решения контактной задачи рабочих колес газовой турбины необходимо решить комплекс матричных уравнений, образованных зависимостями (1) и (2).

Разработанная уточненная математическая модель вынужденных колебаний и НДС венца рабочих лопаток турбомашин позволяет в достаточно полной мере учитывать конструктивную неоднородность венца [3]. Это, в свою очередь, дает возможность проводить исследования для различных типов конструкций и оптимизировать их прочностные характеристики. Не менее важным является и то обстоятельство, что при расчете НДС учитываются не только динамические, но и температурные деформации [4].

Основываясь на исследованиях конструкционного гистерезиса, приведенных в работе [5], и форме контактирующих поверхностей демпферных связей и пера лопатки, при их контакте возможно как полное, так и неполное проскальзывание. В общем случае при проскальзывании контактных поверхностей демпфера и лопатки, а также бандажных полок соседних лопаток относительно друг друга, венец представляет собой модель, в которой элементы связаны пружинной связью заданной жесткости. Варьируя жесткостью пружины, можно получить зависимости для различных условий: от жесткого закрепления до полного проскальзывания.

В процессе исследований динамического напряженного состояния получены численные результаты, характеризующие влияние конструктивных особенностей, динамических нагрузок, температурных полей и граничных условий на НДС и вибродинамические характеристики. Рассмотрено влияние различных вариантов демпфирования в местах контакта рабочих лопаток ГТД с диском, а также в местах их соединения на колебания и НДС лопаточного венца.

Анализ полученных результатов показывает следующее. Во-первых, расчетные данные хорошо согласуются с результатами эксперимента, что свидетельствует об адекватности математической модели. Во-вторых, максимальные динамические напряжения в лопаточных венцах при вынужденных колебаниях имеют место в корневом сечении лопаток со стороны спинки.

1. Бате К., Вильсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов. Москва: Стройиздат, 1982. 448 с.

2. Самарский А.А., Вабищевич П.Н. Вычислительная теплопередача. Москва: Эдиториал, 2009. 784 с.

3. Каиров А.С., Моргун С.А. Исследование колебаний диска с венцом рабочих лопаток турбомашин как циклически симметричной системы в поле центробежных сил. *Вісник дви́гунобудування*. 2013. № 1. С. 34–37.

4. Kairov A., Morhun S. Use of refined finite elements models for solving the contact thermoelasticity problem of gas turbine rotors. *Journal of Mechanical Engineering*. 2018. Vol. 21. No. 3. P. 53–58. <https://doi.org/10.15407/pmach2018.03.053>

5. Воробьев Ю.С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин. Киев: Наукова думка, 1988. 224 с.

УДК 539.3

Д.В. Клименко, канд. техн. наук

А.Т. Скочко

Т.П. Дьяченко

Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное»

им. М.К. Янгеля»

(Днепр, Украина, klymenko_dv@hotmail.com, diachenkotp@gmail.com)

МЕТОДОЛОГИЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ КОМБИНИРОВАННОГО КОМПОЗИЦИОННОГО БАЛЛОНА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Непрерывно возрастающие требования к снижению веса, разрабатываемых конструкций, приводят к необходимости использования композиционных материалов. Применение композиционных материалов позволяет создавать элементы конструкции, которые при заданных геометрических параметрах и весовой оптимальности, обеспечивают необходимую прочность. Настоящая работа посвящена одному из возможных подходов по определению несущей способности комбинированных элементов конструкции ракетной техники при нагружении действующими нагрузками.

В работе представлен методический подход по определению несущей способности комбинированного баллона при длительном нагружении внутренним избыточным давлением. Рассматриваемая конструкция баллона представляет собой тонкостенную двухслойную сферическую оболочку. Внутренний слой обеспечивает герметичность, наружный слой является несущей оболочкой, которая воспринимает действующие нагрузки.

Представлены описание используемого подхода, приведены результаты исследования напряженного состояния, оптимальные углы армирования для многослойной намотки армирующих слоев и их толщины.

Для рассмотренных геометрических параметров конструкции баллона и используемых физико-механических характеристик материалов, параметров армирования, значений эксплуатационного, испытательного и разрушающего давлений определены:

- минимальные толщины несущей, армирующей оболочки из углепластика;
- меридиональные и кольцевые усилия и напряжения;
- коэффициенты запасов прочности.

Предложенный подход определения несущей способности подтвержден проведенной наземной экспериментальной отработкой конструкции.

Результаты проведенной экспериментальной отработки конструкции баллона показали хорошую сходимость с расчетными данными по предлагаемому методическому подходу.

УДК 629.735

А.С. Колядюк¹

М.Г. Шульженко², д-р техн. наук, проф.

¹ДП «Державний науково-інженерний центр систем контролю та аварійного реагування»

(Київ, Україна, dnic@dnic.com.ua)

²Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України

(Харків, Україна, shulzh@ipmach.kharkov.ua)

АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТА ПОВЗУЧОСТІ КОРПУСУ РЕГУЛЮЮЧОГО КЛАПАНА ПРИ ПІДВИЩЕННІ ТЕМПЕРАТУРИ ПАРИ, ЩО ПОДАЄТЬСЯ

У даний час важливе значення має підвищення робочих характеристик і надійності енергетичних установок. Надійна робота системи паророзподілу турбіни впливає на працездатність всього енергоблоку. Виконавчі органи систем регулювання парових турбін включають стопорні та регулюючі клапани. Сучасна парова турбіна К-325 включає два сполучених блоки стопорних та регулюючих клапанів [1, 2]. При експлуатації перегріта пара під тиском 24 МПа з температурою 540 °С підводиться по патрубку в центральну камеру (під стопорним клапаном) і подається далі в камеру, загальну для двох регулюючих клапанів, розташованих у тому ж корпусі.

У даний роботі розглядається вплив підвищення температури пари, що подається, до 565 °С на статичну міцність та повзучість корпусу регулюючого клапана. У роботах [3, 4] розглядалися питання визначення розподілу тиску на стінках і температури корпусу клапана на стаціонарних режимах роботи. Швидкість, температура та тиск пари на стінки корпусу визначаються чисельним розв'язком рівнянь Нав'є-Стокса [5]. Ці дані використовувалися для подальшого вирішення задач міцності корпусів регулюючих клапанів турбіни К-325 на стаціонарних режимах роботи.

Виконано дослідження напружено-деформованого стану та повзучості корпусу клапана парової турбіни К-325 на стаціонарному режимі роботи, який відповідає потужності турбіни 320 МВт. Розрахункове визначення напружено-деформованого стану та повзучості корпусу клапана вперше розглянуто комплексно з використанням результатів розрахунків течії пари і з урахуванням теплопровідності корпусу за тривимірними моделями.

Результати розрахунків напружено-деформованого стану засвідчують, що підвищення температури пари, що подається, несуттєво впливає на напружений стан корпусу клапана. Встановлено, що для температури пари, що подається, 540°С пружні напруження зовнішніх стінок корпусу від спільного впливу температур і тиску пари в клапані в основному не перевищують 60 МПа. Максимальні пружні напруження на зовнішніх стінках спостерігаються в

районі верхнього переходу вхідного патрубка. На внутрішніх стінках максимальні величини пружних напружень спостерігаються в зоні патрубків перед регулюючими клапанами ($\sigma_{\max} = 82$ МПа). На нижній частині центральної камери в районі вхідного патрубка напруження досягають 55 МПа, в задній частині – 43 МПа. При підвищенні температури пари, що подається, до 565 °С підвищення напружень не перевищує 1–2 %.

Повзучість корпусу розраховувалась з використанням моделі неявної повзучості зі зміцненням. Використана модель дозволяє врахувати початкову та сталу повзучість. На рис. 1 показані максимальні деформації повзучості для різних температур пари, що подається, в залежності від часу. Отримані за 100 тис. год. експлуатації деформації повзучості не перевищують 0,095 % для температури пари, що подається, 540 °С. Для температури подаваної пари 565 °С максимальні деформації повзучості склали 0,24 % за 100 тис. год. експлуатації.

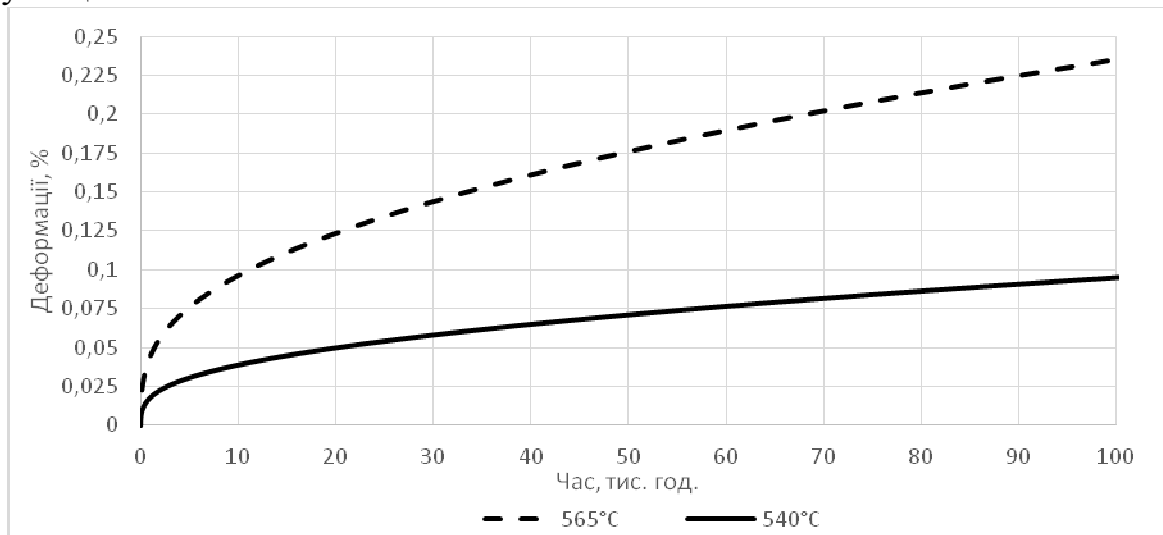


Рис. 1. Максимальні деформації повзучості при різних температурах пари, що подається

Результати виконаних досліджень свідчать, що максимальна накопичена деформація повзучості не може бути причиною утворення тріщин після 100 тис. год. роботи, оскільки її значення не перевищує допустимі деформації, які рівні 1 % (із врахуванням коефіцієнта запасу), навіть при підвищенні температури пари, що подається, до 565 °С.

1. Плоткин Е.Р., Лейзерович А.Ш. Пусковые режимы паровых турбин энергоблоков. Москва: Энергия, 1980. 192 с.
2. Зарянкин А.Е., Симонов Б.П. Зегулирующие и стопорно-регулирующие клапана паровых турбин. Москва: МЭИ, 2005. 360 с.
3. Колядюк А.С., Шульженко Н.Г., Бабаев И.Н. Численное моделирование течения пара в регулировочном клапане турбины. *Вестник двигателестроения*. 2011. № 2. С. 106–110.
4. Колядюк А.С., Шульженко Н.Г., Ершов С.В. Течение пара и распределение температуры в системе парораспределения турбины для различных режимов ее работы. *Авиационно-космическая техника и технология*. 2012. № 7. С. 85–90.
5. Menter F.R. Eddy Viscosity Transport Equations and their Relation to k- ω the Model. *NASA Technical Memorandum*. National Aeronautics and Space Administration, Ames Research Center, 1994. Vol. 108854. 19 p.

УДК: 621.646: 532.546

А.В. Королев¹, д-р техн. наук, проф.
П.Я. Павлышин²

¹Одесский национальный технический университет
(Одесса, Украина, korol118@ukr.net)

²ОП Ровенская АЭС ГП «НАЭК «Энергоатом»
(Вараиш, Украина)

ДРОССЕЛЬНО-РЕГУЛИРУЮЩАЯ АРМАТУРА С ПОВЫШЕННОЙ СТОЙКОСТЬЮ К ЭРОЗИИ

Атомные и тепловые электростанции работают с повышенными давлениями, поэтому энергетическая арматура, соединяя различное оборудование, часто подвергается значительным перепадам давления. По этой причине наибольшую нагрузку ремонтных цехов электростанций составляет как раз арматура [1, 2]. При этом основные повреждения создает эрозионный износ уплотняющих поверхностей [3]. Ниже представлена конструкция арматуры с повышенной стойкостью к эрозии.

Экспериментальному исследованию подвергался клапан с пористой засыпкой (см. рис. 1).

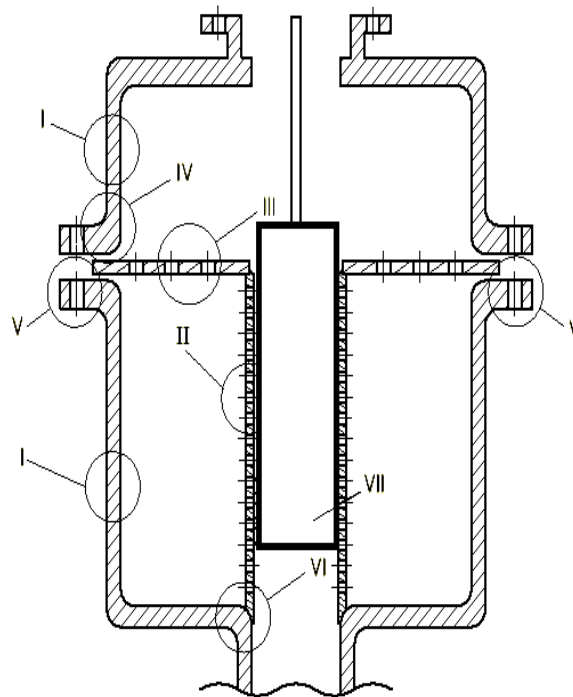


Рис. 1. Принципиальная конструкция клапана с пористой засыпкой:

- 1 – корпус; 2 – внутренняя перфорированная трубка;
- 3 – перфорированная диафрагма; 4 – соединение корпус – фланец;
- 5 – фланец с отверстиями под шпильки;
- 6 – место установки перфорированной трубки в корпусе клапана;
- 7 – регулирующий орган (поршень со штоком)

Для изучения распределения давления в пористом слое, вдоль корпуса были установлены 12 импульсных линий, подключенных к трубкам 1,6 мм, заведенным в центр пористой засыпки по высоте арматуры.

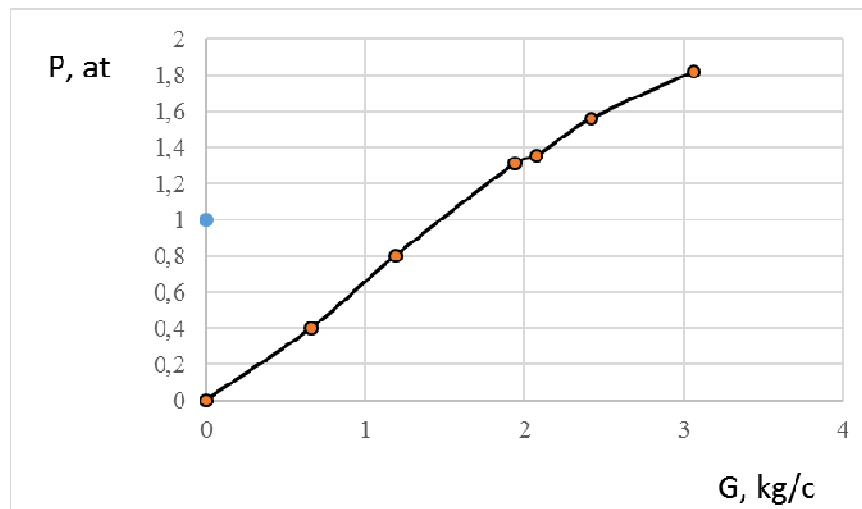


Рис.2. Экспериментальная расходная характеристика вентиля с пористой засыпкой

Основной задачей исследования являлось изучение распределения давления в пористой засыпке и гидравлической характеристики такой арматуры. Проведенные исследования показали, что распределение давления приближаются к линейному при увеличении расхода воды. Однако, здесь стоит отметить, что положительным фактором, обнаруженным при эксперименте, является отсутствие провала давления. Установлена линейная зависимость напор – расход, что серьезно упростит контроль за расходом.

Проведенные исследования показали удовлетворительное поведение такой арматуры на перепадах давления до 6,0 МПа, что заключалось в пониженном шуме и отсутствии эрозионных повреждений поршня. Отрицательным фактором является то, что пористый материал составляет стружка металла, которая стала хорошим фильтром для продуктов коррозии.

1. Pavlyshin P.Y. Damage to power valves and their input control. *Праці Одеського політехнічного університету*. 2019. Вип. 3 (59). С. 64–67.

2. Причины и виды неисправностей запорной арматуры. URL: <https://tpa-asteko.ru/poleznye-materialy/106-prichiny-i-vidy-neispravnostej-zapornoj-armatury>

3. Казначеева И.В. Эрозионный износ энергетической арматуры. *Вестник Калужского университета*. 2013. № 3–4. С. 18–22.

УДК 621.646

А.В. Королев¹, д-р техн. наук, проф.
П.Я. Павлышин²

¹ Одесский национальный политехнический университет
(Одесса, Украина, korolov@onu.ua)

² ОП Ровенская АЭС ГП «НАЭК «Энергоатом»
(Вараиш, Украина)

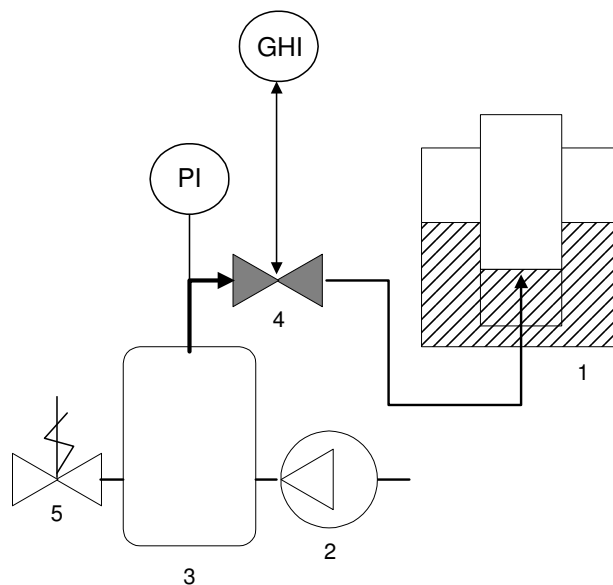
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОПУСКА ЧЕТЫРЕХ ТИПОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ АРМАТУРЫ

Введение.

Энергетическая арматура на энергоблоках АЭС занимает важное место, устанавливая контролируемые соединения между различным оборудованием. Общее количество арматуры различных конструкций и назначения на энергоблоках типа В320 (ВВЭР-1000) колеблется от 8 до 9 тысяч изделий. Одним из факторов, приводящих к ее повреждению, являются условия эксплуатации арматуры, а именно значение момента силы на закрытие арматуры. В докладе представлено исследование пропуск арматуры при переменном усилии ее закрытия.

Основная часть

Исследования проводились на стенде, обеспечивающим давление воздуха компрессором АК-50 до 3,0...3,5 МПа.



1 – измерительная ячейка; 2 – компрессор АК-50;
3 – ресивер; 4 – исследуемая арматура;
5 – предохранительный клапан;
PI – манометр; GHI – динамометрический ключ.

Пропуск воздуха измеряли объемным способом, для создания усилия, запирающего арматуру, использовался динамометрический ключ КД-230, с максимальным крутящим моментом до 230 Н·м. Для плавной подачи воздуха на задвижку 4, компрессор 2 работал на ресивер 3 объемом около 5 литров. Методика эксперимента заключалась в следующем. Динамометрическим ключом закрывали арматуру требуемым усилием, затем включали компрессор и достигали необходимого давления. Пропуск воздуха измеряли заполнением измерительной ячейки за время, фиксируемое секундомером.

Анализ и интерпретация полученных данных

Обработка экспериментальных данных, полученных с четырех типов арматуры, позволила получить следующие зависимости общего вида:

$$Q / \sqrt{\Delta P} = C \cdot M^g.$$

Анализ зависимости показывает, что показатель степени крутящего момента существенно различен для старой и новой арматуры. Это означает, что для обеспечения одинакового пропуска воздуха, крутящий момент на старой арматуре должен иметь большие значение. То есть показатель степени крутящего момента позволяет оценивать качество посадочных поверхностей задвижек. Размерный коэффициент C также показывает на качество посадочных поверхностей, напрямую связывая пропуск арматуры со своим значением, однако степенной показатель оказывает существенно большее влияние.

Выводы

1. Экспериментальное исследование показало, что все типы арматуры имеют один тренд.
2. Показано влияние коэффициентов и показателей степени в полученной зависимости на качество посадочных поверхностей и пропуск арматуры.

1. ГОСТ 356-80 (СТ СЭВ 253-76) Арматура и детали трубопроводов. Давления условные пробные и рабочие. Ряды. Москва: Стандартиформ, 2006. 20 с.
2. ГОСТ 9544-2015 Межгосударственный стандарт. Арматура трубопроводная запорная. Нормы герметичности затворов. 11 с.
3. ТЭ099.190 МТО. Электроприводы с двусторонней муфтой типов М, А, Б, В, Г, Д. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. Тула, 1989. 27 с.
4. Koroliyov A.V., Pavlyshyn P.Y., Bandurko I.V. Experimental Research of Valve Tightness at Different Closure Forces. *Ядерна та радіаційна безпека*. Т. 4 (80). 2018. С. 14–17. [https://doi.org/10.32918/nrs.2018.4\(80\).03](https://doi.org/10.32918/nrs.2018.4(80).03)
5. Королев А.В., Павлышин П.Я., Таякин В.С Сравнительный анализ герметичности двух типов энергетической арматуры. *Ядерна енергетика та довкілля*. 2020. № 2 (17). С. 24–29.

УДК 539.3:536.2

В.В. Королевич

Международный центр современного образования (ICME)
(Прага, Чехия, v.korolevich@mail.ru)

РАСЧЁТ ТЕРМОУПРУГИХ НАПРЯЖЕНИЙ В ТУРБИННОМ ОРТОТРОПНОМ ДИСКЕ С ТЕПЛОИЗОЛИРОВАННЫМИ ОСНОВАНИЯМИ МЕТОДОМ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНЫХ ПРИБЛИЖЕНИЙ

Пусть турбинный ортотропный кольцевой диск постоянной толщины h_0 вращается в тепловом поле с переменной температурой $T(x, y)$. Основания диска при $z = \pm \frac{h_0}{2}$ теплоизолированы. На контурах диска поддерживаются постоянные температуры T_i^* ($i = \overline{1,2}$). Внутренние источники тепла в диске отсутствуют.

Турбинный диск вращается с постоянной угловой скоростью ω_0 вокруг нормальной оси, проходящей через его центр. На внутреннем контуре диска при $r = r_0$ задано контактное давление ($-p_0$), а на внешнем при $r = R$ – распределенная нагрузка от лопаток интенсивностью p_1 .

Таким образом, турбинный диск будет одновременно испытывать механическую деформацию от действия центробежных сил и краевых нагрузок, а также температурную деформацию от теплового поля [1].

Наряду с декартовой системой координат xOy , оси которой совпадают с главными направлениями упругости ортотропного тела, введем цилиндрическую систему координат $r\theta z$. Ось z направлена вертикально вверх. Предполагается, что плоскости упругой и тепловой симметрий совпадают.

Плоская задача термоупругости для вращающегося кольцевого ортотропного диска постоянной толщины h_0 в тепловом поле состоит в интегрировании дифференциального уравнения для функции напряжений $F(x, y)$ при заданных граничных условиях [2]

$$\begin{aligned} \frac{1}{E_y} \frac{\partial^4 F}{\partial x^4} + \left(\frac{1}{G_{xy}} - \frac{2\nu_{xy}}{E_x} \right) \frac{\partial^4 F}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{1}{E_x} \frac{\partial^4 F}{\partial y^4} = & \left[\frac{(1-\nu_{xy})}{E_x} + \frac{(1-\nu_{yx})}{E_y} \right] \times \\ & \times \rho \omega_0^2 - \left(\alpha_y \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \alpha_x \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right), \end{aligned} \quad (1)$$

где E_x, E_y – модули Юнга соответственно в направлении осей x и y ; G_{xy} – модуль сдвига; ν_{xy}, ν_{yx} – коэффициенты Пуассона; ρ – плотность

композитного материала диска; α_x, α_y – коэффициенты температурного расширения материала диска соответственно в направлении осей x и y . Предполагается, что упругие постоянные не зависят от температуры T .

Установившаяся температура $T(x, y)$ в диске удовлетворяет стационарному уравнению теплопроводности [2]

$$\lambda_x \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \lambda_y \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0, \quad (2)$$

где λ_x, λ_y – коэффициенты теплопроводности композитного материала диска соответственно в направлении осей x и y .

В полярных координатах $r\theta$ уравнение (1) с потенциалом центробежных сил $U(r) = -\frac{1}{2}\rho\omega_0^2 r^2$ приведено в работе [3], а уравнение (2) – в статье [4].

Общие решения дифференциальных уравнений в частных производных в полярных координатах $r\theta$ разыскиваются в виде следующих тригонометрических рядов Фурье:

$$\begin{aligned} F(r, \theta) &= \Phi_0(r) + \sum_{m=1}^{\infty} \Phi_{2m}(r) \cos 2m\theta, \\ T(r, \theta) &= T_0(r) + \sum_{m=1}^{\infty} T_{2m}(r) \cos 2m\theta. \end{aligned} \quad (3)$$

Подстановка разложений (3) для функций $F(r, \theta), T(r, \theta)$ в соответствующие дифференциальные уравнения в частных производных в полярных координатах приводит к двум бесконечным системам обыкновенных дифференциальных уравнений для коэффициентов разложений $\Phi_0(r), \Phi_{2m}(r), T_0(r), T_{2m}(r)$. Их решения будем искать *методом последовательных приближений*.

В 0-м приближении в разложениях (3) учитываются только члены $\Phi_0(r), T_0(r)$, полагая остальные члены рядов равными нулю. Решая соответствующие обыкновенные дифференциальные уравнения и удовлетворяя их решения граничным условиям, получим решение плоской задачи термоупругости в 0-м приближении.

В 1-м приближении оставляем в разложениях (3) по два члена

$$F(r, \theta) = \Phi_0(r) + \Phi_2(r) \cos 2\theta, \quad T(r, \theta) = T_0(r) + T_2(r) \cos 2\theta, \quad (4)$$

а остальные члены рядов (3) считаем равными нулю. Решая системы обыкновенных дифференциальных уравнений для коэффициентов $\Phi_0(r), \Phi_2(r), T_0(r), T_2(r)$ разложений (4) и удовлетворяя их решения граничным условиям, получим решение плоской задачи термоупругости в 1-м приближении.

Во 2-м приближении оставляем в рядах (3) по три члена:

$$\begin{aligned} F(r, \theta) &= \Phi_0(r) + \Phi_2(r) \cos 2\theta + \Phi_4(r) \cos 4\theta, \\ T(r, \theta) &= T_0(r) + T_2(r) \cos 2\theta + T_4(r) \cos 4\theta, \end{aligned} \quad (5)$$

полагая остальные члены рядов (3) равными нулю. Решая системы обыкновенных дифференциальных уравнений для коэффициентов $\Phi_0(r), \Phi_2(r), \Phi_4(r), T_0(r), T_2(r), T_4(r)$ разложений (5) и удовлетворяя их решения граничным условиям, получим решение плоской задачи термоупругости во 2-м приближении.

Аналогичная процедура нахождения решения для функций $F(r, \theta), T(r, \theta)$ в N -приближении. Постоянные интегрирования находятся из граничных условий численными методами.

Компоненты напряжений $\sigma_{ij}^{(N)}(r, \theta)$ равны [1, 2]

$$\begin{cases} \sigma_{rr}^{(N)}(r, \theta) = \frac{1}{r} \dot{\Phi}_0(r) + U(r) + \sum_{m=1}^N \left(\frac{1}{r} \dot{\Phi}_{2m}(r) - \frac{4m^2}{r^2} \Phi_{2m}(r) \right) \cos 2m\theta, \\ \sigma_{\theta\theta}^{(N)}(r, \theta) = \ddot{\Phi}_0(r) + U(r) + \sum_{m=1}^N \ddot{\Phi}_{2m}(r) \cos 2m\theta, \\ \tau_{r\theta}^{(N)}(r, \theta) = \sum_{m=1}^N 2m \left(\frac{1}{r} \dot{\Phi}_{2m}(r) - \frac{1}{r^2} \Phi_{2m}(r) \right) \sin 2m\theta. \end{cases} \quad (6)$$

Число итераций N определяется из условия

$$\max |\sigma_{ij}^{(N+1)} - \sigma_{ij}^{(N)}| < \varepsilon,$$

где ε – заданная точность приближения.

Полагая в N -м решении угловую скорость вращения ω_0 и краевые нагрузки p_0 и p_1 в диске равными нулю, получим по формулам (6) распределение *температурных напряжений* в турбинном ортотропном диске постоянной толщины h_0 с теплоизолированными основаниями, на контурах которого поддерживаются постоянные температуры T_i^* ($i = \overline{1,2}$).

1. Воробей В.В., Морозов Е.В., Татарников О.В. Расчёт термонапряжённых конструкций из композиционных материалов. Москва: Машиностроение, 1992. 240 с.
2. Прусов И.А. Термоупругие анизотропные пластинки. Минск: БГУ, 1978. 200 с.
3. Королевич В.В. Напряжённое состояние диска с прямоугольной анизотропией, вращающегося вокруг диаметра. *Теоретическая и прикладная механика: международный научно-технический сборник*. БНТУ. Минск: Вышэйшая школа. 1988. № 15. С. 118–122.
4. Королевич В.В. Расчёт температурного поля в ортотропной кольцевой пластине с теплоизолированными основаниями методом малого параметра. *Проблемы вычислительной механики и прочности конструкций*. 2017. Вып. 26. С. 97–108.

УДК 621.165

**О.В. Котульская
Т.Н. Парамонова**

*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины
(Харьков, Украина, paramonova@ipmach.kharkov.ua)*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОЕМКОСТИ ПАРА C_p ПРИ ДАВЛЕНИЯХ, БЛИЗКИХ К ДАВЛЕНИЮ В КОНДЕНСАТОРЕ

Оценку потерь энергии в ступенях большой веерности при их работе в области малорасходных режимов ($\overline{Gv_2} < \overline{Gv_{2xx}}$) целесообразно выполнять в виде интегральных потерь по сечению потока [1].

Потери энергии в основном потоке при интенсивном турбулентном воздействии на него вращающегося вихря и привтулочного отрыва приводят к нагреву рабочей среды на температурную разность, представленную в виде

$$\Delta t = \frac{N_r}{C_p \cdot G}, \quad (1)$$

где N_r – интегральные потери в основном потоке; C_p – теплоемкость при постоянном давлении парового потока; G – массовый расход основного потока при рассматриваемом режиме $\overline{Gv_2}$.

Нагрев основного потока при малорасходных режимах для последних ступеней паровых турбин изменяется от температуры насыщения до $t = 320\text{--}350^\circ\text{C}$ в зависимости от величины $\overline{Gv_2}$. Анализ табличных данных по определению C_p для перегретого пара при давлениях, соответствующих давлению в конденсаторе и изменяющихся в диапазоне от $P_k = 2$ кПа до $P_k = 70$ кПа, показал, что такие данные в таблицах отсутствуют, а приведены только на линии насыщения пара.

Определение теплоемкости при постоянном давлении, представленное в [2], имеет вид

$$C_p = \left(\frac{\partial i}{\partial T} \right)_P = \left(\frac{\Delta i}{\Delta T} \right)_{P=\text{const}},$$

что позволило табличные результаты, приведенные в [3] для названного диапазона изменения давления и температур, представить в виде

$$C_p = 1,873 + 5 \cdot 10^{-3} (0,354P + t - t^{\max}) \text{ кДж/кг К}$$

Для 31 ступени теплофикационной турбины Т-250/300-240 изменение температуры в основном потоке за счет интегральных потерь энергии при

$\overline{Gv_2} = 0,56$ (что ближе к режиму холостого хода) составляет 2°C ; при $\overline{Gv_2} = 0,5\text{--}4,4^\circ\text{C}$; при $\overline{Gv_2} = 0,37\text{--}10,5^\circ\text{C}$; при $\overline{Gv_2} = 0,25\text{--}15,5^\circ\text{C}$; и при $\overline{Gv_2} = 0,04\text{--}24,9^\circ\text{C}$. При расходе, близком к нулевому, когда основные затраты энергии расходуются на вентиляцию пара в межвенцовом зазоре и на привтулочный отрыв, что требует определения расхода в зависимости (1) не в основном потоке, который практически отсутствует, а во вращающемся в межвенцовом вихре и привтулочном отрыве, расход в основном потоке равен нулю.

Предложенный подход к определению изменения температуры пара при малорасходных режимах работы ступени большой веерности и к определению необходимой для этого теплоемкости перегретого при низких давлениях пара позволяет усовершенствовать ведение режимов турбин большой мощности при их работе в широком диапазоне изменения нагрузки.

1. Щегляев А.В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин: учебник для вузов; 6-е изд. перераб. и подгот. к печати Б.М. Трояновским. Москва: Энергоатомиздат, 1993. 416 с.

2. Вукалович М.П., Новиков И.И. Термодинамика: учебное пособие для вузов. Москва: Машиностроение, 1972. 672 с.

3. Вукалович М.П. Теплофизические свойства воды и водяного пара. Москва: Машиностроение, 1967. 160 с.

УДК 539.3

И.Ф. Ларионов, канд. техн. наук

Д.В. Клименко, канд. техн. наук

Д.В. Акимов, канд. техн. наук

*Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное»
им. М.К. Янгеля»*

(Днепр, Украина, klymenko_dv@hotmail.com, akimoff2017@gmail.com)

АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ОТСЕКОВ РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ, ПОЛУЧЕННЫХ В ХОДЕ ПРОВЕДЕНИЯ НАЗЕМНОЙ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ОТРАБОТКИ

В настоящее время особый интерес представляет задача обоснования возможности использования в летных изделиях материальной части, прошедшей наземную экспериментальную отработку. В работе рассмотрена актуальная тема определения и анализа напряженно-деформированного состояния элементов ракеты-носителя (РН), полученных в ходе проведения наземной экспериментальной отработки (НЭО). Конечной целью работы являлось принятие обоснованного технического решения о допуске отсеков и составных частей РН, прошедших НЭО, в состав летного изделия.

Рассмотрим решение данной задачи на примере переходного отсека и адаптера космического аппарата (КА) головной части РН.

Переходный отсек – цилиндрический отсек, состоящий из платформ А и Б. Корпуса платформ А и Б – цилиндрические отсеки, состоящие из торцевых шпангоутов и вафельной оболочки. Адаптер КА представляет собой звездообразную раму клепаной конструкции, состоящую из центрального силового шестиугольника швеллерного сечения и отходящих от его углов стрингеров двутаврового сечения переменной высоты, образующих лучи звезды. Вершины лучей с помощью фитингов закрепляются на торцевом шпангоуте платформы Б переходного отсека. Материал переходного отсека и адаптера КА – алюминиевый сплав. Общий вид переходного отсека и адаптера КА приведен на рис. 1.

Конструкция переходного отсека с адаптером КА прошла статические испытания, в ходе которых нагружалась системой осевых и поперечных сил на расчетные случаи нагружения: «Транспортировка» и «Полет». В процессе испытаний были проведены измерения относительных деформаций в элементах конструкции вафельных обечаек и адаптера КА, а также измерения перемещений контрольных сечений головной части.

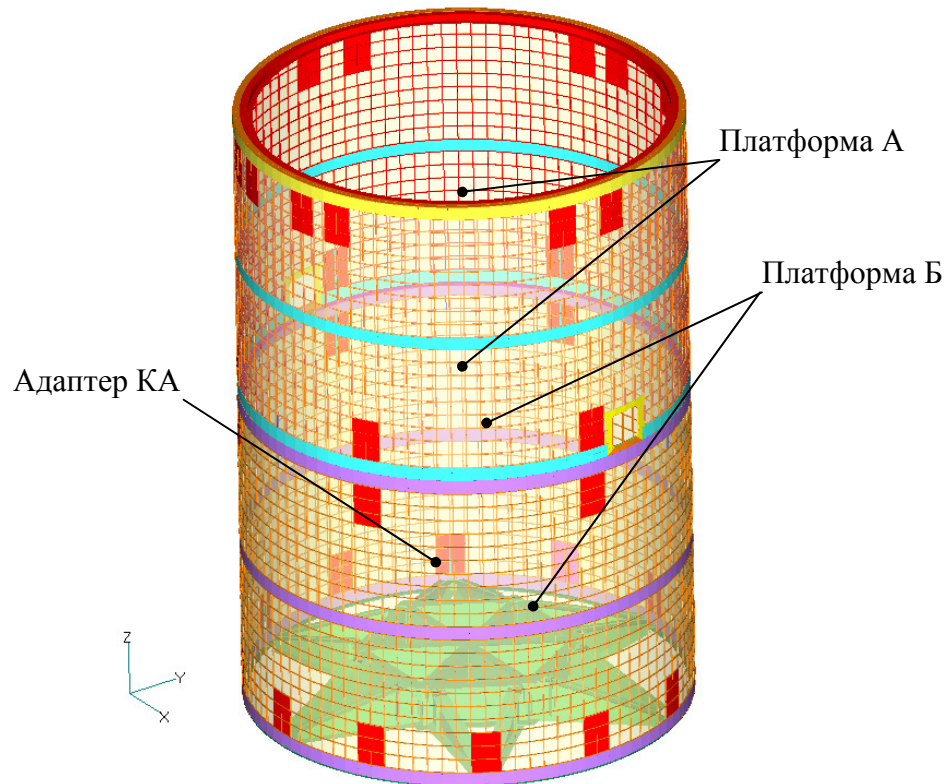


Рис. 1. Общий вид переходного отсека и адаптера КА

Анализ результатов измерений относительных деформаций и перемещений переходного отсека и адаптера КА показал:

1. Зависимость относительных деформаций во всех измеренных точках от уровня нагружения практически линейная на всем диапазоне изменения нагрузки;

2. Величины остаточных деформаций, зарегистрированные после сброса нагрузки малы, их максимальная величина не превышает 0,002%, что находится в пределах погрешности измерений;

3. Зависимость интегральных характеристик (то есть перемещений) от уровня нагружения также практически линейная. Отмечается слабая нелинейность на первом этапе нагружения за счет малых сдвижек крепежа (болтов, винтов, заклепок) в пределах имеющихся зазоров в крепежных отверстиях, что характерно для таких конструкций;

4. Величины остаточных перемещений в контрольных сечениях совпадают (в пределах погрешностей измерений) с величинами остаточных перемещений в точках конструкции, регистрирующих смещение относительно испытательной оснастки головной части в целом.

Результаты проведенного анализа относительных деформаций и перемещений показали, что конструкция переходного отсека и адаптера КА на всех режимах нагружения упруго деформируется и после сброса нагрузки полностью восстанавливает свою форму. Проведенный анализ позволил принять обоснованное техническое решение о допуске отсеков и составных частей РН, прошедших НЭО, в состав летного изделия.

УДК 693.546

В.С. Ловейкін¹, д-р техн. наук, проф.

К.І. Почка², д-р техн. наук, доц.

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України
(Київ, Україна, lovvs@ukr.net)

²Київський національний університет будівництва і архітектури
(Київ, Україна, shanovniy@ukr.net)

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КУТА ЗМІЩЕННЯ КРИВОШИПІВ НА НЕРІВНОМІРНІСТЬ РУХУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ВРІВНОВАЖЕНИМ ПРИВОДОМ

В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування виробів із будівельних сумішей обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1]. Разом з тим, недостатньо уваги приділено дослідженню діючим динамічним навантаженням та режимам руху [2], що в значній мірі впливає на роботу установки та на якість готової продукції. Тому актуальною є задача дослідження нерівномірності руху роликів формувальних установок. У роботі [3] досліджувалась нерівномірність руху роликової формувальної установки з врівноваженим привідним механізмом для чотирьох формувальних візків, однак при цьому не прослідковано вплив кута зміщення кривошипів на нерівномірність руху.

Із метою зменшення витрат енергії в машинах роликового формування запропоновано конструкцію роликової формувальної установки [4, 5] для забезпечення ущільнення виробів з будівельних сумішей на одній технологічній лінії, яка складається з чотирьох формувальних візків, розташованих паралельно між собою з однієї сторони привідного валу, що приводяться в зворотно-поступальний рух від одного приводу, до складу якого входять чотири кривошипно-повзунні механізми, кривошипи яких жорстко закріплені на одному привідному валу та зміщені між собою на кут $\Delta\varphi = 90^0$ (рис. 1, а). Кожний з формувальних візків 1, 2, 3 та 4 змонтовані на порталі 14 і здійснюють зворотно-поступальний рух у напрямних 15 над порожниною форми 16. Формувальний візок 1 складається з подавального бункера 17 та з співвісних секцій укочувальних роликів 18. Таку ж конструкцію мають і інші три візка. Візки 1, 2, 3 і 4 з розподільними бункерами приводяться в зворотно-поступальний рух за допомогою приводу, виконаного у вигляді чотирьох кривошипно-повзунних механізмів, кривошипи 9, 10, 11 та 12 яких жорстко закріплені на одному привідному валу 13 і зміщені між собою на кут $\Delta\varphi = 90^0$. Шатуни 5, 6, 7 та 8 шарнірно з'єднані з формувальними візками 1, 2, 3 та 4, а іншими кінцями з'єднуються з кривошипами 9, 10, 11 та 12. Така конструкція формувальної установки дозволяє зменшити динамічні навантаження в елементах приводного механізму, зменшити зайві руйнівні навантаження на

рамну конструкцію і, відповідно, підвищити довговічність установки в цілому. На рис. 1,б зображено кінематичну схему роликової формувальної установки з урівноваженим приводом для формування залізобетонних виробів на одній технологічній лінії.

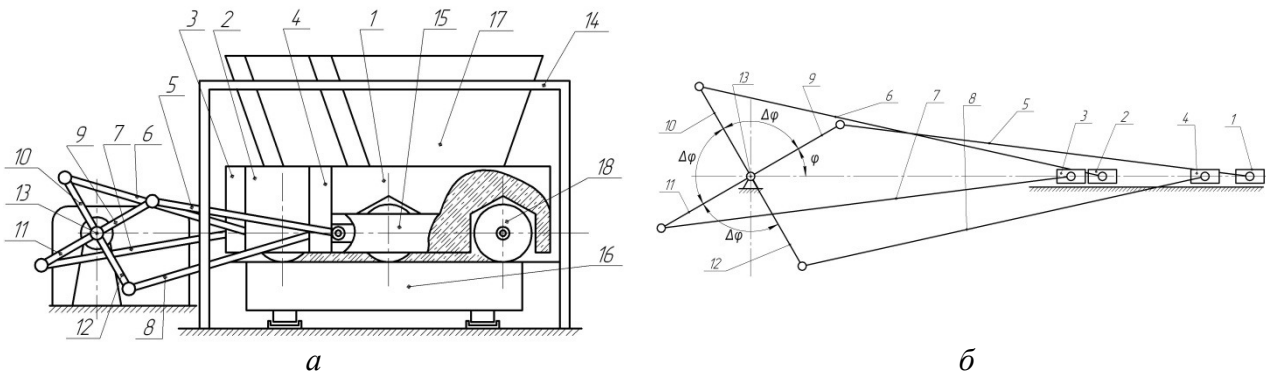


Рис. 1. Роликова формувальна установка з урівноваженим приводом (а) та її кінематична схема (б)

У таких установках спостерігається певна нерівномірність руху формувальних візків під час виконання процесу ущільнення будівельної суміші, що приводить до зниження якості виробів та виникнення значних динамічних навантажень на елементи приводу та конструкції установки.

Нерівномірність руху в першому наближенні може бути визначена для формувальної установки представленою динамічною моделлю з одним ступенем вільності, де за узагальнену координату прийнято кутову координату повороту кривошипа.

Для такої моделі було записано диференціальне рівняння руху

$$J_{зв}(\varphi) \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dJ_{зв}(\varphi)}{d\varphi} = M_p(\omega) - M_o(\varphi), \quad (1)$$

де φ , ω – кутова координата та швидкість кривошипа; $J_{зв}(\varphi)$ – зведений до осі повороту кривошипа момент інерції установки; $M_p(\omega)$ – рушійний момент на валу електродвигуна приводу зведений до осі повороту кривошипа; $M_o(\varphi)$ – зведений до осі повороту кривошипа момент всіх діючих зовнішніх сил.

У результаті розв'язку рівняння (1) чисельним методом, запропонованим професором Барановим [6], отримано функції зміни кутової швидкості та кутового прискорення кривошипа в залежності від кута його повороту.

Нерівномірність руху для вказаної установки оцінювалась на усталеному режимі руху коефіцієнтом нерівномірності руху, коефіцієнтом динамічності руху та узагальненим коефіцієнтом оцінки руху [3, 6].

Для встановлення впливу кута зміщення кривошипів на рівномірність руху установки у складові диференціального рівняння руху (1) підставлено різні значення кута $\Delta\varphi$ в межах від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 90^\circ$ з кроком 10° . При цих значеннях моменту сил опору та зведеного моменту інерції отримано функції зміни кутової швидкості та кутового прискорення кривошипа від кута його повороту. Після цього визначено значення коефіцієнтів нерівномірності руху,

динамічності руху та узагальненого коефіцієнта оцінки руху. На основі отриманих даних побудовано графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху (рис. 2, а), коефіцієнта динамічності руху (рис. 2, б) та узагальненого коефіцієнта оцінки руху (рис. 2, в) в залежності від зміни кута зміщення кривошипів.

Аналіз графіків на рис. 2 показує, що коефіцієнт нерівномірності руху, коефіцієнт динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху свої мінімальні значення мають при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$.

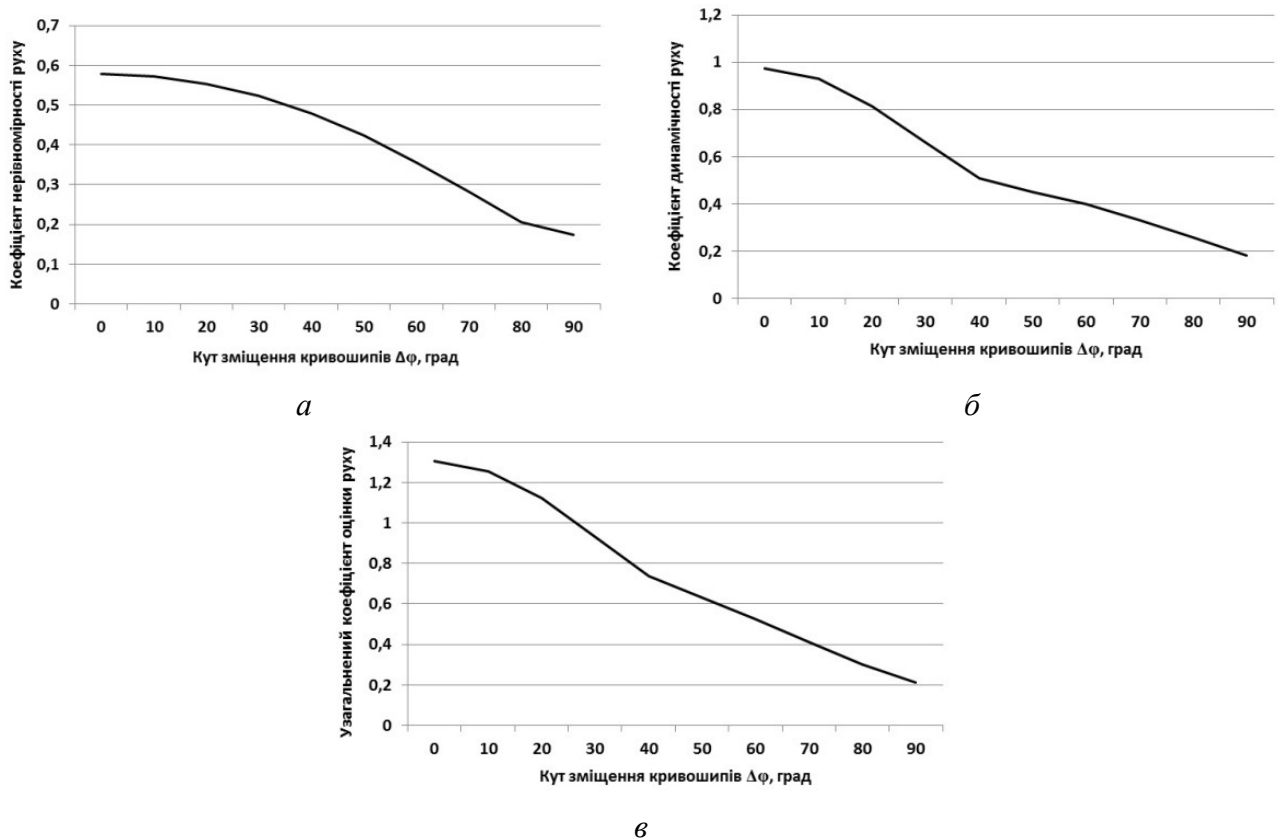


Рис. 2. Графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху (а), коефіцієнта динамічності руху (б) та узагальненого коефіцієнта оцінки руху (в) в залежності від кута зміщення кривошипів

1. Гарнець В.М., Зайченко С.В., Човнюк Ю.В., Шаленко В.О., Приходько Я.С. Бетоноформувальні агрегати. Конструктивно-функціональні схеми, принцип дії, основи теорії. Київ: Інтерсервіс, 2015. 238 с.

2. Ловейкін В.С., Почка К.І. Результати експериментальних досліджень режимів руху роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. *Вісник Харківського національного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. 2007. Т. 1. № 59. С. 465–474.

3. Ловейкин В.С., Почка К.И. Анализ неравномерности движения роликовой формовочной установки с уравновешенным приводом. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2015. Vol. 17. No. 3. P. 17–27.

4. Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Почка К.І. Установка для формування виробів з бетонних сумішей. Патент України на корисну модель № 32838. № у 20041108955 заявл. 02.11.2004; опубл. 10.06.2008, Бюл. № 11.

5. Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Почка К.І., Бичевський В.М. Установка для формування виробів з бетонних сумішей. Патент України на корисну модель № 7884. № у 20041209993 заявл. 06.12.2004; опубл. 15.07.2005, Бюл. № 7.

6. Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин. Москва: Наука, 1975. 640 с.

УДК 539.3; 629.764; 004.942

М.В. Марчук^{1,2}, д-р фіз.-мат. наук, проф.

Б.Д. Дробенко^{1,2}, д-р фіз.-мат. наук, ст. наук. співроб.

В.М. Сіренко³, канд. техн. наук

Д.В. Клименко³, канд. техн. наук

В.М. Харченко³

¹Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача
НАН України

(Львів, Україна, mv_marchuk@ukr.net)

²Національний університет «Львівська політехніка»

(Львів, Україна, mv_marchuk@ukr.net)

Державне підприємство «Конструкторське бюро «Південне» ім. М.К. Янгеля»
(Дніпро, Україна, volod.kharchenko@meta.ua)

МЕТОДОЛОГІЯ ВИЗНАЧЕННЯ ФАКТИЧНИХ РУЙНІВНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ТОНКОСТІННИХ КОНСТРУКЦІЙ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ З УРАХУВАННЯМ РЕЗУЛЬТАТІВ НЕРУЙНІВНИХ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ВИПРОБУВАНЬ

Створення оптимальних чи раціональних проектів сучасних конструкцій різноманітного цільового призначення потребує використання багатоступінчастого процесу математичного і комп'ютерного моделювання їхнього деформування за умов експлуатації. Він реалізовується шляхом пошуку у віртуальному просторі параметрів, що описують механічну поведінку вказаних об'єктів. За кресленнями оптимального проекту, отриманого на етапі комп'ютерного моделювання, виготовляють фізичний прототип, який піддають всебічним випробуванням. У результаті успішного проходження випробувань переходять до виготовлення серійної продукції.

Питома вага засобів математичного і комп'ютерного моделювання в цьому процесі постійно зростає, оскільки експериментальні дослідження механічної поведінки складних конструкцій є доволі обмеженими і мають надзвичайно високу вартість.

Оцінки експлуатаційного ресурсу конструкцій, їх руйнівного навантаження істотно залежать від точності й достовірності даних про їхній напружено-деформований стан за умов експлуатації. Тому дослідження механічної поведінки конструкцій намагаються виконувати на основі уточнених математичних моделей, як правило, фізично і геометрично нелінійних.

Багато аспектів поведінки складних механічних конструкцій виникає внаслідок взаємодії різних складових, часто їх неможливо передбачити чи відстежити в експериментах (обчислювальних чи натурних) з окремими ізольованими елементами. І фактичні напруження в реальних конструкціях

часто виявляються істотно меншими, ніж передбачувані на основі часткових експериментів з окремими елементами конструкцій (у зв'язку із структурною неперервністю і забезпеченням альтернативних шляхів навантаження для окремих елементів). Сказане стосується і конструкцій ракетної техніки, які здебільшого є складними тонкостінними конструкціями.

Підвищена напруженість тонкостінних та об'ємних елементів конструкцій сучасної ракетно-космічної техніки (РКТ) зумовлює використання найбільш досконалих математичних і розрахункових моделей, в яких, по можливості, необхідно достатньо повно відобразити реальні умови експлуатації конструкції та механічні властивості матеріалів, з яких виготовлені її елементи. Тому, крім традиційної властивості пружності матеріалу, в розрахунках елементів конструкцій РКТ все більше значення набувають його пластичні властивості. Особливо актуальним це питання постає при проектуванні елементів конструкцій рідинних двигунів РКТ, зокрема баків окислювачів, де протиріччя між вимогами міцності та мінімальної матеріаломісткості проявляється найбільш гостро. Прикладом може бути випадок проектування елементів конструкцій РКТ, коли ставиться завдання визначення допустимого (руйнівного) навантаження, при якому матеріал значної частини вказаних об'єктів перебуває в пружно-пластичному стані. Такий стан матеріалу, що не зумовлює порушення функціонального призначення конструкції та роботи її обладнання, допускається в деяких елементах конструкцій РКТ одноразового використання, а також при тривалому експлуатаційному навантаженні.

З огляду на зазначене, для оцінювання міцності та визначення руйнівних навантажень тонкостінних конструкцій ракетної та ракетно-космічної техніки використано орієнтований на використання методу скінченних елементів варіант методики розв'язування геометрично нелінійних задач теорії пружно-пластичності в приростах на основі Лагранжевого підходу із застосуванням принципу віртуальних переміщень.

Розроблена в рамках загальної моделі пружно-пластичного тіла методологія оцінки механічного стану та визначення руйнівних навантажень оболонкових конструкцій за результатами комп'ютерного моделювання дає можливість оцінити руйнівне навантаження і місце руйнування оболонкових конструкцій ракетної техніки у віртуальному просторі. Після проведення низки обчислювальних експериментів визначення найбільш напружених місць конструкції можна виконати натурний неруйнівний експеримент на фізичному прототипі для навантажень, які менші за руйнівні. При виконанні цих експериментів датчики необхідно ставити в місцях, визначених засобами комп'ютерного моделювання, після чого порівняти експериментальні значення деформацій і напружень у цих місцях конструкції з аналогічними значеннями, отриманими з обчислювального експерименту. У разі збігу результатів обчислювального й натурального експериментів для навантажень, менших за руйнівні, відпадає потреба доводити навантаження до руйнівного у фізичному прототипі конструкції.

УДК 539.374

М.В. Мир-Салим-заде, канд. физ.-мат. наук, доц.

*Институт математики и механики НАН Азербайджана
(Баку, Азербайджан, mirsalimzade@gmail.com)*

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ СТРИНГЕРНОЙ ПЛАСТИНЫ С КРУГОВЫМ ОТВЕРСТИЕМ, ОХВАЧЕННЫМ ЗОНОЙ ПЛАСТИЧЕСКИХ ДЕФОРМАЦИЙ

Рассматривается неограниченная тонкая пластина, подкрепленная регулярной системой ребер жесткости (стрингеров). Пластина имеет круговое отверстие, которое целиком охватывается зоной пластических деформаций. На бесконечности пластина подвержена однородному растяжению вдоль стрингеров напряжением $\sigma_y^\infty = \sigma_0$.

Задача состоит в определении границы зоны пластических деформаций вокруг отверстия, напряженно-деформированного состояния стрингерной пластины и величин сосредоточенных сил, заменяющих в расчетной схеме действие приклепанных стрингеров.

Учитывать наличие пластических областей особо важно при расчете на прочность конструкций и сооружений. Однако, неизвестные форма и размеры пластической области усложняют упругопластические задачи.

Принято, что пластина находится в плоско-напряженном состоянии. Под действием внешних растягивающих нагрузок вокруг отверстия возникает область пластических деформаций. К контуру отверстия приложена постоянная нормальная нагрузка

$$\sigma_r = p, \quad \tau_{r\theta} = 0.$$

В качестве условия пластичности в пластической зоне принято условие пластичности Треска-Сен-Венана. Как известно [1–5], плоская задача идеальной пластичности является статически определимой, если граничные условия заданы в напряжениях.

Пусть в пластической области имеет место неравенство $\sigma_\theta \geq \sigma_r > 0$. В этом случае [5] характеристики в пластической области будут радиальными прямыми, а напряжение определяется формулами

$$\sigma_r^p = \sigma_s + (p - \sigma_s) \frac{R}{r}, \quad \sigma_\theta^p = \sigma_s, \quad \tau_{r\theta}^p = 0,$$

где σ_s – постоянная материала, R – радиус отверстия.

На неизвестном контуре L , разделяющем упругую и пластическую области, все напряжения непрерывны. Граничные условия на L имеют вид

$$\sigma_r^e = \sigma_r^p, \quad \sigma_\theta^e = \sigma_\theta^p, \quad \tau_{r\theta}^e = \tau_{r\theta}^p.$$

Следовательно, для отыскания определения напряженного состояния в упругой зоне пластины имеем следующие граничные условия

$$\sigma_r^e - i\tau_{r\theta}^e = \sigma_r^p - i\tau_{r\theta}^p \quad \text{на } L.$$

Для отыскания границы L имеем условие

$$\sigma_\theta^e = \sigma_\theta^p \quad \text{на } L. \quad (1)$$

Будем искать неизвестный контур L в классе контуров, близких к круговым. Представим его в виде

$$r = \rho(\theta) = R + \varepsilon H(\theta),$$

в котором функция $H(\theta)$ подлежит определению, $\varepsilon = R_0/R$ – малый параметр. Здесь R_0 – наибольшая высота отклонения профиля L от окружности $r = R$.

Не уменьшая общности рассматриваемой задачи, принимается, что искомая функция $H(\theta)$ симметрична относительно координатных осей и может быть представлена в виде ряда Фурье.

Напряжения и перемещения в пластине, а также сосредоточенные силы ищутся в виде разложений по малому параметру, в которых для упрощения отбрасываются члены, содержащие степени ε выше первой. Каждое из приближений удовлетворяет системе дифференциальных уравнений плоской задачи теории упругости. Компоненты тензора напряжений при $r = \rho(\theta)$ находим, разлагая в ряд выражения для напряжений в окрестности $r = R$. В каждом приближении решение находится с помощью теории аналитических функций.

Величина сосредоточенных сил определяется с помощью закона Гука.

Полученная система уравнений пока не является замкнутой. Для построения недостающих уравнений используем граничное условие (1). С помощью полученного решения находим $\sigma_\theta^e(\theta)$ ($r = \rho(\theta)$) с точностью до величин первого порядка относительно малого параметра ε

$$\sigma_\theta^e = \sigma_\theta^{e(0)}(\theta)|_{r=R} + \varepsilon \left[H(\theta) \frac{\partial \sigma_\theta^{e(0)}}{\partial r} + \sigma_\theta^{e(1)}(\theta) \right]_{r=R}$$

Напряжения $\sigma_\theta^e(\theta)$ зависят от коэффициентов ряда Фурье искомой функции $H(\theta)$. Для построения недостающих уравнений, позволяющих определить эти коэффициенты, требуем, чтобы обеспечивалось условие (1). Используя метод наименьших квадратов, находим искомый контур границы раздела упругой и пластической областей вокруг отверстия.

1. Галин Л.А. Упруго-пластические задачи. Москва: Наука, 1984. 304 с.

2. Аннин Б.Д., Черепанов Г.П. Упругопластическая задача. Новосибирск: Наука, 1983. 239 с.

3. Мирсалимов В.М. Неоднородные упругопластические задачи. Москва: Наука, 1987. 256 с.

4. Остросаблин Н.И. Плоское упругопластическое распределение напряжений около круговых отверстий. Новосибирск: Наука, 1984. 113 с.

5. Соколовский В.В. Теория пластичности. Москва: Высшая школа, 1969. 608 с.

УДК 539.375

В.М. Мирсалимов¹, д-р физ.-мат. наук, проф.
П.Э. Ахундова², канд. физ.-мат. наук, доц.

¹ *Азербайджанский технический университет*
(Баку, Азербайджан, mir-vagif@mail.ru)

² *Азербайджанский государственный экономический университет (UNEC)*
(Баку, Азербайджан, sopromat_v@mail.ru)

ОБРАТНАЯ ЗАДАЧА МЕХАНИКИ РАЗРУШЕНИЯ ДЛЯ ВТУЛКИ ФРИКЦИОННОЙ ПАРЫ

Практика эксплуатации фрикционных пар показывает, что при многократном возвратно-поступательном движении плунжера разрушение втулки фрикционной пары происходит на пятнах фактического касания в тонких приповерхностных слоях путем образования микротрещин, с которыми втулка «живет» значительную часть ресурса работы. В связи с этим необходимо осуществлять предельный анализ деталей контактной пары, чтобы установить, что предполагаемые исходные трещины, расположенные самым неблагоприятным образом, не будут расти до катастрофических размеров и не вызовут разрушения в течение расчетного срока службы. Размер исходной минимальной трещины следует рассматривать как проектную характеристику материала.

На современном этапе развития техники большое значение имеет оптимальное проектирование деталей фрикционной пары, обеспечивающее увеличение работоспособности элементов фрикционной пары. Представляет значительный интерес решение задачи механики по определению такой функции перемещений точек внешнего контура втулки, при которой созданное ею напряженное поле тормозило бы развитие трещины во втулке.

Рассмотрим напряженно-деформированное состояние втулки контактной пары. В процессе работы фрикционной пары происходит силовое взаимодействие между контактирующими поверхностями втулки и плунжера, возникают силы трения, приводящие к изнашиванию материалов сопряжения. Для определения контактного давления необходимо рассмотреть износоконтактную задачу о вдавливании плунжера в поверхность втулки.

Пусть к внутренней поверхности втулки на некотором участке прижимается плунжер. Втулка на внешнем контуре имеет некоторые перемещения, функция которых заранее неизвестна и подлежит определению в процессе решения задачи оптимизации. Принято, что выполняются условия плоской деформации. Режимы работы фрикционной пары, в которой могут возникнуть остаточные деформации, приняты недопустимыми. Пусть в упругой втулке вблизи поверхности трения имеется прямолинейная трещина. Считается, что берега трещины свободны от внешних нагрузок. Условие, связывающее перемещения втулки и плунжера, запишется в виде

$$v_1 + v_2 = \delta(\theta), \quad (\theta_1 \leq \theta \leq \theta_2). \quad (1)$$

Здесь $\delta(\theta)$ – осадка точек поверхности втулки и плунжера, определяемая формой внутренней поверхности втулки и плунжера, а также величиной прижимающей силы P ; $(\theta_2 - \theta_1)$ – величина угла (площадка) контакта.

В зоне контакта, кроме контактного давления, действует касательное напряжение $\tau_{r\theta}$, связанное с контактным давлением $p(\theta, t)$ по закону Амонтона-Кулона $\tau_{r\theta} = fp(\theta, t)$, где f – коэффициент трения пары «втулка-плунжер». Касательные усилия (силы трения) $\tau_{r\theta}$ способствуют тепловыделению в зоне контакта. Общее количество тепла в единицу времени пропорционально мощности сил трения, а количество тепла, выделяемое в точке зоны контакта с координатой θ , будет равно $Q(\theta, t) = Vfp(\theta, t)$, где V – средняя за период скорость перемещения плунжера относительно втулки.

Общее количество тепла $Q(\theta, t)$ будет расходоваться следующим образом: поток тепла во втулку $Q_b(\theta, t)$ и аналогичный поток $Q_1(\theta, t)$ тепла на повышение температуры плунжера. Для радиального перемещения втулки будем иметь

$$v_1 = v_{1e} + v_{1u}, \quad (2)$$

где v_{1e} радиальные термоупругие перемещения точек контактной поверхности втулки; v_{1u} – перемещения, вызванные износом поверхности втулки.

Перемещениями, вызванными смятием микровыступов поверхности втулки, пренебрегаем. Анализ контактной задачи с учетом шероховатости деталей контактной пары проведен в [1]. Аналогично (2) можно записать соотношения для радиального перемещения v_2 плунжера.

Износ деталей фрикционной пары считается абразивным. Скорость изменения перемещения поверхности при износе материала втулки будет [2]

$$\frac{dv_{1u}}{dt} = K_b p(\theta, t), \quad (3)$$

где K_b – коэффициент изнашивания материала втулки.

Так как частота движения плунжера достаточно велика, рассматриваем задачу как стационарную. В этом случае температура втулки $T(r, \theta)$ удовлетворяет дифференциальному уравнению теории теплопроводности $\Delta T = 0$ и граничным условиям

$$\begin{aligned} \text{при } r = R_0 \quad & A_{T_1} \lambda \frac{\partial T}{\partial r} - A_{T_2} \alpha_1^* (T - T_c) = -Q_*(\theta), \\ \text{при } r = R \quad & \lambda \frac{\partial T}{\partial r} + \alpha_2 (T - T_c) = 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Здесь λ – коэффициент теплопроводности втулки; Δ – оператор Лапласа; α_1^* – коэффициент теплоотдачи с внутренней поверхности втулки; α_2 – коэффициент теплоотдачи с наружной цилиндрической поверхности втулки с внешней средой с температурой T_c ; A_{T_1} – теплопоглощающая поверхность; A_{T_2} – охлаждающая поверхность; Q_* – часть количества тепла, выделившегося при трении, приходящегося на нагрев втулки; $Q_* = Q_b$ на площадке контакта; $Q_*=0$ – вне площадки контакта.

Граничные условия задачи термоупругости для втулки в процессе работы фрикционной пары будут иметь вид

$$\sigma_r = -p(\theta), \quad \tau_{r\theta} = -fp(\theta) \quad \text{на площадке контакта,} \quad (5)$$

$$\sigma_r = 0, \quad \tau_{r\theta} = 0 \quad \text{вне площадки контакта,}$$

$$v_r - iv_\theta = g(\theta) \quad \text{при } r = R,$$

$$\sigma_{y_1} = 0, \quad \tau_{x_1y_1} = 0 \quad \text{на берегах трещины.} \quad (6)$$

Здесь v_r , v_θ – радиальная и касательная составляющие вектора перемещений внешнего контура втулки; $g(\theta)$ – искомая функция перемещений точек внешнего контура втулки.

Аналогично ставится задача термоупругости для определения перемещений контактной поверхности плунжера.

Величины θ_1 и θ_2 , являющиеся концами участка соприкосновения плунжера с втулкой, заранее неизвестны. Для их определения используем условие [3], выражающее, что давление $p(\theta)$ непрерывно переходит в нуль, когда точка θ выходит за участок соприкасания.

В качестве условия определения функции перемещений точек контура (функции $g(\theta)$) принимаем, что в процессе работы фрикционной пары у вершин трещины должны появляться концевые зоны, берега которых смыкаются, т.е. входят в контакт. Смыкание берегов трещины в концевых зонах, примыкающих к вершинам трещины, сдерживает развитие трещины в ее кончиках и тем самым задерживает процесс разрушения втулки фрикционной пары.

Таким образом, требуется так определить функцию $g(\theta)$, чтобы созданное ею в процессе работы фрикционной пары напряженно-деформированное поле обеспечивало смыкание берегов трещин в концевых зонах, примыкающих к вершинам. В концевых зонах, где происходит смыкание берегов трещины, раскрытие трещины должно обращаться в нуль.

Для решения поставленной обратной задачи необходимо совместное решение контактной задачи с задачей механики разрушения. Решение краевой задачи теории теплопроводности ищется методом разделения переменных. Находится распределение избыточных температур для втулки. Для решения задачи термоупругости используем термоупругий потенциал перемещений [2].

Получена бесконечная система уравнений, в правые части которой входят коэффициенты разложения функции $g(\theta)$ перемещений, контактного давления, а также интегралы от искомой функции $g_1(t)$. Решение этой системы не представляет трудностей (см. в [3] §59).

Удовлетворяя краевому условию на берегах трещины, получаем сингулярное интегральное уравнение относительно неизвестной функции $g_1(x_1)$. К сингулярному интегральному уравнению для внутренней трещины следует добавить дополнительное равенство, выражающее условие однозначности смещений при обходе контура трещины.

Аналогично рассматривается задача термоупругости для плунжера и кинетическое уравнение изнашивания материала плунжера. Находится радиальное перемещение v_2 контактной поверхности плунжера. Найденные величины v_1 и v_2 подставляются в основное контактное уравнение (1). Для

алгебраизации основного контактного уравнения искомые функции контактного давления ищутся в виде разложений. Сингулярное интегральное уравнение при дополнительном условии с помощью процедуры алгебраизации сводится к системе M алгебраических уравнений для определения M неизвестных $g_1(t_m)$ ($m = 1, 2, \dots, M$). Если перейти к комплексно сопряженным значениям, получим еще M алгебраических уравнений. Полученные системы уравнений позволяют при заданной функции перемещений точек внешнего контура втулки найти напряженно-деформированное состояние втулки при наличии трещины, контактное давление, коэффициенты интенсивности напряжений в окрестности вершин трещины, распределение температуры, а также абразивный износ деталей фрикционной пары.

Полученная объединенная алгебраическая система не является пока замкнутой. Для построения недостающих уравнений требуем, что в узловых точках, принадлежащих концевым областям, должно происходить смыкание берегов трещины. Так как размеры концевых зон мы задаем заранее, то эта система алгебраических уравнений оказывается линейной. Объединенная же система уравнений из-за неизвестных величин θ_1 и θ_2 оказывается нелинейной. Для ее решения используется метод последовательных приближений.

Совместное решение полученных систем уравнений позволяет найти приближенные значения коэффициентов значений функций $v_1(t_m)$, $u_1(t_m)$ ($m = 1, 2, \dots, M$) и коэффициентов функции перемещений $g(\theta)$.

Отметим, что там, где берега трещины вошли в контакт, т.е. в концевых областях, возникнут нормальные и касательные контактные напряжения. Для их определения, при известной уже функции перемещений $g(\theta)$, необходимо вновь решить задачу механики разрушения для трещины с частично контактирующими берегами. Метод решения таких задач для втулки фрикционной пары был разработан в [1].

Полученные в работе основные разрешающие уравнения позволяют при заданной функции перемещений точек внешнего контура втулки численными расчетами, путем определения коэффициентов интенсивности напряжений, прогнозировать рост имеющейся трещины во втулке; установить допустимый уровень дефектности и максимальные значения рабочих нагрузок, обеспечивающий достаточный запас надежности. Решение обратной задачи по определению функции перемещений точек внешнего контура втулки позволяет на стадии проектирования выбирать оптимальные геометрические параметры элементов фрикционной пары, обеспечивающие повышение несущей способности.

1. Мирсалимов В.М. Моделирование закрытия трещины со связями между берегами во втулке контактной пары. *Изв. РАН. Механика твердого тела*. 2009. Т. 44. № 2. С. 78–92.
2. Горячева И.Г. Механика фрикционного взаимодействия. Москва: Наука, 2001. 478 с.
3. Мухелишвили Н.И. Некоторые основные задачи математической теории упругости. Москва: Наука, 1966. 707 с.

УДК 539.3

О.К. Морачковський, д-р техн. наук, проф.

Д.В. Лавінський, канд. техн. наук, доц.

С.В. Конкін

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»
(Харків, Україна, denis.lavinsky@ukr.net)

РОЗРАХУНКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕРМОДЕФОРМУВАННЯ ЕЛЕКТРОПРОВІДНИХ ТІЛ ПРИ ДІЇ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО ПОЛЯ

Електромагнітне поле (ЕМП) є невід’ємною складовою функціонування багатьох технічних та технологічних систем. Тут можна відзначити різноманітні енергетичні системи, технологічні системи індукційного нагріву, системи використання сильних ЕМП для обробки матеріалів [1–3]. Дія ЕМП на елементи конструкцій розрізняється в залежності від типів їх матеріалів. Для електропровідних матеріалів превалюючою є силова дія та теплова (наслідок закону Джоуля-Ленца). Зміни теплового поля електропровідного тіла також можуть у значній мірі впливати на його деформування. Розрахунковий аналіз деформування неможливо проводити без попереднього аналізу розповсюдження основних компонентів ЕМП та теплового поля. Сучасний підхід потребує використання єдиних розрахункових моделей, у рамках яких проводиться послідовне розв’язання вказаних задач.

У роботах [4–6] надано повну математичну постановку задач аналізу розповсюдження ЕМП та теплового поля, а також аналізу термо-пружно-пластичного деформування систем контактуючих тіл. При розрахунках реальних технічних та технологічних систем всебічний аналіз може проводитись лише із застосуванням чисельних методів. Найбільш поширеним з яких є метод скінченних елементів (МСЕ), який спирається на варіаційні постановки відповідних задач.

Перший етап розв’язання передбачає знаходження просторово-часових розподілів основних векторних компонентів ЕМП. Для цього введемо до розгляду векторний магнітний $\vec{A}$ та скалярний електричний φ потенціали:

$$\vec{B} = \vec{\nabla} \times \vec{A}; \quad \vec{\nabla} \cdot \vec{A} = 0; \quad \vec{E} = -\frac{\partial \vec{A}}{\partial t} - \vec{\nabla} \varphi, \quad (1)$$

де $\vec{B}, \vec{E}$ – вектори магнітної індукції та напруженості електричного поля. Тоді система фундаментальних рівнянь Максвелла із використанням понять про векторний та скалярний потенціали зводиться до двох диференціальних рівнянь (у випадку нехтування рухом електропровідного тіла, а також змінністю його електрофізичних характеристик)

$$\gamma = \text{const}; \quad \mu = \text{const}; \quad \dot{u} = 0 \Rightarrow \begin{cases} \frac{\partial \vec{A}}{\partial t} - \frac{1}{\mu_c \gamma} \vec{\nabla} \times (\vec{\nabla} \times \vec{A}) + \vec{\nabla} \varphi = \vec{J}; \\ \Delta \varphi = \rho_e. \end{cases} \quad (2)$$

де γ, μ_c – електропровідність та магнітна проникність матеріалу, $\vec{J}, \rho_e$ – вектор густини сили струму та густина розподіленого електричного заряду, $\vec{u}$ – вектор швидкості точки тіла. Для векторного магнітного та скалярного електричного потенціалів формулюються початкові та граничні умови:

$$\vec{A}(0) = 0; \quad \varphi(0) = 0; \quad (3)$$

$$\vec{A}|_{\infty} = 0; \quad \varphi|_{\infty} = 0. \quad (4)$$

У випадку, коли на якійсь границі тіла задано компоненти ЕМП, то (у квазістаціонарному випадку) граничні умови для потенціалів мають вигляд:

$$\left. \frac{\partial \varphi_i}{\partial x_i} \right|_{\Gamma} = -E_{\Gamma i}, \quad i = 1, 2, 3; \quad \left. \left(\frac{\partial A_i}{\partial x_j} - \frac{\partial A_j}{\partial x_i} \right) \right|_{\Gamma} = B_{\Gamma k}, \quad i \neq j \neq k = 1, 2, 3, \quad (5)$$

де позначка Γ означає приналежність відповідної величини до границі тіла.

Для знаходження векторного магнітного потенціалу достатньо знайти його компоненти, тобто необхідно представити перше з рівнянь (2):

$$\begin{aligned} MAG_{(x)} &= \int_V \left[\frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{\partial A_x}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial A_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial A_x}{\partial z} \right)^2 \right\} + \varphi \cdot A_x + \mu \gamma \frac{\partial A_x}{\partial t} A_x \right] dV; \\ MAG_{(y)} &= \int_V \left[\frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{\partial A_y}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial A_y}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial A_y}{\partial z} \right)^2 \right\} + \varphi \cdot A_y + \mu \gamma \frac{\partial A_y}{\partial t} A_y \right] dV; \\ MAG_{(z)} &= \int_V \left[\frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{\partial A_z}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial A_z}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial A_z}{\partial z} \right)^2 \right\} + \varphi \cdot A_z + \mu \gamma \frac{\partial A_z}{\partial t} A_z \right] dV. \end{aligned} \quad (6)$$

У подальшому нехтуємо внеском скалярного електричного потенціалу (електричного поля) у деформування та тепловиділення.

Нестационарне розповсюдження теплового поля може бути визначене з умови стаціонарності наступного функціоналу:

$$\begin{aligned} \text{Temp} &= \int_V \left\{ \frac{\lambda}{2} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right] - QT + \rho c \frac{\partial T}{\partial t} T \right\} dV + \\ &+ \int_{A_q} q T dS + \int_{A_{\alpha}} \frac{\alpha}{2} [T^2 - 2T_{\infty} T] dV; \quad Q = \frac{1}{\gamma} (\vec{\nabla} \times \vec{H})^2, \end{aligned} \quad (7)$$

де λ – теплопровідність матеріалу; ρ – густина матеріалу, c – питома теплоємність; q – функція теплового потоку; α – коефіцієнт конвекційного теплообміну; T_{∞} – температура навколишнього середовища; A_q, A_{α} – області границі тіла на яких задано тепловий потік та умови конвекційного теплообміну відповідно, Q – інтенсивність тепловиділення при розповсюдженні ЕМП; $\vec{H}$ – вектор напруженості магнітного поля.

Компоненти НДС при пружному деформуванні (в умовах нехтування внеском електричного поля та у відсутності поверхневих струмів) можуть бути визначені з умови стаціонарності потенційної енергії, яку представимо так:

$$U = \frac{1}{2} \int_V \hat{\epsilon} \cdot {}^{(4)}\hat{C} \cdot \hat{\epsilon} dV - \int_V (\vec{j} \times \vec{B}) \cdot \vec{u} dV - \int_S \vec{p} \cdot \vec{u} dS - \int_V \Delta T \cdot {}^{(4)}\hat{C} \cdot \hat{\epsilon} dV; \quad (8)$$

$${}^{(4)}\hat{C} = -\frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \hat{I} \otimes \hat{I} + \frac{E}{2(1+\nu)} (e_k \otimes \hat{I} \otimes e^k + e_i \otimes e_k \otimes e^i \otimes e^k). \quad (9)$$

Тут ми врахували дію електромагнітних сил (друга складова), наявність поверхневих розподілених сил (третя складова) та наявність приросту температури (четверта складова).

Розв'язок відшукується з відповідних умов стаціонарності функціоналів (6), (7), (8), причому, для нестационарних ЕМП та теплового поля ці умови повинні виконуватись на кожному кроці за часом – k

$$\delta(MAG_{(x)}^k) = 0; \quad \delta(MAG_{(y)}^k) = 0; \quad \delta(MAG_{(z)}^k) = 0; \quad \delta(Temp^k) = 0; \quad \delta U = 0. \quad (10)$$

Шукані змінні задачі: компоненти векторного магнітного потенціалу, температура та переміщення. Тоді умови стаціонарності потребують рівності нулю наступних похідних:

$$\frac{\partial MAG_{(x)}^k}{\partial A_x} = 0; \quad \frac{\partial MAG_{(y)}^k}{\partial A_y} = 0; \quad \frac{\partial MAG_{(z)}^k}{\partial A_z} = 0; \quad \frac{\partial Temp^k}{\partial T} = 0; \quad \frac{\partial U}{\partial \vec{u}} = 0. \quad (11)$$

Що призводить до наступної системи алгебраїчних рівнянь відносно шуканих змінних, яку представляємо у векторно-матричній формі

$$\begin{aligned} [M] \{A_x\} + [M\gamma] \left\{ \frac{\partial A_x}{\partial t} \right\} &= \{J_x\}; \quad [M] \{A_y\} + [M\gamma] \left\{ \frac{\partial A_y}{\partial t} \right\} = \{J_y\}; \\ [M] \{A_z\} + [M\gamma] \left\{ \frac{\partial A_z}{\partial t} \right\} &= \{J_z\}; \quad [\Lambda] \{T\} + [C]^T \left\{ \frac{\partial T}{\partial t} \right\} = \{Q\} + \{Q\}^q + \{Q\}^\alpha; \\ [K] \{u\} &= \{p\} + \{f_{em}\}, \end{aligned} \quad (12)$$

Матриці та вектори-стовпці, що входять до співвідношень (12) відшукуються наступним чином:

$$[M]_{(el)} = \int_{V_{(el)}} \{B\}^T [\mu] \{B\} dV_{(el)}, \quad \{B\}^T = \left\{ \frac{\partial N}{\partial x} \quad \frac{\partial N}{\partial y} \quad \frac{\partial N}{\partial z} \right\}^T. \quad [M\gamma]_{(el)} = \mu\gamma \int_{V_{(el)}} \{N\}^T \{N\} dV_{(el)}$$

$$[\Lambda] = \int_V \{B\}^T [\lambda] \{B\} dV \quad \{B\}^T = \left\{ \frac{\partial N}{\partial x} \quad \frac{\partial N}{\partial y} \quad \frac{\partial N}{\partial z} \right\} \quad [\lambda] = \begin{bmatrix} \lambda & 0 & 0 \\ 0 & \lambda & 0 \\ 0 & 0 & \lambda \end{bmatrix}$$

$$[C_T] = c\rho \int_{V_{(el)}} \{N\}^T \{N\} dV_{(el)}$$

$$\{Q\} = \int_V Q \{N\}^T dV; \quad \{Q\}^q = \int_V q \{N\}^T dV; \quad \{Q\}^\alpha = \int_V \alpha \{N\}^T \{T_\infty\} dV.$$

Для розв'язку у часі розглядається схема, котра на кожному кроці k за часом приводить до наступних рівнянь відносно компонент векторного магнітного потенціалу та температури:

$$\begin{aligned} [M^{k-1}] \{A_i^k\} &= -[M\gamma^{k-1}] \frac{\{A_i^k\} - \{A_i^{k-1}\}}{\Delta t} + \{J_i^{k-1}\}, \quad i = 1, 2, 3. \\ [\Lambda^{k-1}] \{T^k\} &= -\{C^{k-1}\}^T \frac{\{T^k\} - \{T^{k-1}\}}{\Delta t} + \{Q^{k-1}\} + \{Q^{k-1}\}^q + \{Q^{k-1}\}^\alpha. \end{aligned}$$

Якщо властивості матеріалу залежать від температури, то на кожному кроці за часом відбувається їх корегування за схемою, подібною до корегування магнітної проникності.

У випадку визначення НДС при пружно-пластичному деформуванні розглянемо слабку форму рівнянь рівноваги, розв'язок відшукуємо з умови

$$G(\bar{\sigma}, \delta \bar{u}) = 0, \quad G(\bar{\sigma}, \delta \bar{u}) = \int_V \bar{\sigma} \cdot \delta \bar{\epsilon} dV - \int_V (\bar{j} \times \bar{B}) \cdot \delta \bar{u} dV - \int_{A_p} \bar{p} \cdot \delta \bar{u} dA,$$

тут $\delta \bar{u}$ – вектор віртуальних переміщень, який пов'язаний із деформаціями наступним чином: $\delta \bar{\epsilon} = \frac{1}{2} \left[\bar{\nabla} \delta \bar{u} + (\bar{\nabla} \delta \bar{u})^T \right]$. Чисельна процедура розв'язання полягає в наступному. Наприклад, розглядаються два кроки розв'язку n та $n+1$, вважаємо, що на кроці n відомі тензори напружень, пружних та пластичних деформацій, також відомі механічні навантаження та електромагнітні сили. Тоді, необхідність виконання умови стаціонарності на кожному кроці призводить до рівняння

$$\bar{\sigma}_{n+1} = \bar{\sigma}_n + {}^{(4)}\hat{C}^{ep} \cdot \Delta \bar{\epsilon}, \quad (13)$$

де $\Delta \bar{\epsilon}$ – тензор приросту деформацій, ${}^{(4)}\hat{C}^{ep}$ – пружно-пластичний тензор.

Наведені варіаційні постановки відповідних задач та наступні системи лінійних алгебраїчних рівнянь можуть бути використаними для створення алгоритмів відповідно до схем МСЕ.

1. Подольцев А.Д., Кучерявая И.Н. Элементы теории и численного расчета электромагнитных процессов в проводящих средах. Киев: Изд. Ин-та электродинамики НАН Украины, 1999. 363 с.

2. Белый И.В., Фертик С.М., Хименко Л.Т. Справочник по магнитно-импульсной обработке металлов. Харьков: Вища школа, 1977. 189 с.

3. Миронов В.А. Магнитно-импульсное прессование порошков. Рига: Зинатне, 1980. 196 с.

4. Altenbach H., Morachkovsky O., Lavinsky D., Naumenko K. Inelastic deformation of conductive bodies in electromagnetic fields. *Continuum Mechanics and Thermodynamics*. 2016. Vol. 28. No. 5. P. 1421–1433. <https://doi.org/10.1007/s00161-015-0484-8>

5. Lavinskii D.V., Morachkovskii O.K. Elastoplastic Deformation of Bodies Interacting Through Contact Under the Action of Pulsed Electromagnetic Field. *Strength of Materials*. 2016. Vol. 48. No. 6. P. 760–767. <https://doi.org/10.1007/s11223-017-9822-3>

6. Lavinskii D.V., Bondar' S.V. Study of thermoelastoplastic contact deformation of production tooling mixed structures. *Strength of Materials*. 2011. Vol. 43. No. 4. P. 447–454. <https://doi.org/10.1007/s11223-011-9314-9>

УДК 620.172.25 / 625.143

Л.С. Новогрудський, д-р техн. наук, ст. наук. співроб.

М.Я. Оправхата, канд. техн. наук

С.А. Скакун

*Інститут проблем міцності імені Г.С. Писаренка НАН України
(Київ, Україна, nol@ipp.kiev.ua, opravkhata@ipp.kiev.ua)*

ЕЛЕКТРИЧНИЙ ОПІР РЕЙКОВОЇ СТАЛІ ПРИ ЦИКЛІЧНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

Вступ. Для більшості деталей машин і механізмів умови експлуатації характеризуються циклічністю процесу навантаження протягом тривалого часу, що неминуче призводить до появи та накопичення пошкоджень. Поступове накопичення дефектів кристалічної решітки матеріалу, їх взаємодія в процесі циклічного навантаження викликає зміну його фізичних та механічних властивостей. Зміна міцності конструкційних матеріалів, що піддаються дії циклічних навантажень, залежить від багатьох факторів – структури, стану поверхневого шару, температури і середовища випробувань, частоти навантаження, концентрації напружень, параметрів циклу навантажування, масштабного фактора та інших. Відповідно механічна поведінка циклічно нестабільних перлітних сталей, що широко використовуються для виготовлення несучих елементів залізничної колії, при багаторазово повторюваному навантаженні також залежить не тільки від його величини, а й від частоти і числа циклів навантажування. Найчастіше причинами виходу з ладу таких виробів є різні види втомного руйнування, в тому числі контактна втома, малоциклова фрикційна втома, корозійна втома. При аналізі причин втомного руйнування основну увагу, як правило, приділяють вивченню дислокаційної структури металу. Проте при циклічному навантаженні пластичних металевих матеріалів разом зі змінами дислокаційної структури можуть протікати і інші структурні та фазові перетворення.

Наряду із прямим спостереженням структури за допомогою, наприклад, оптичних та електронних мікроскопів часто використовують фізичні методи дослідження. Такі методи дозволяють на підставі реєстрації відомих фізичних величин аналізувати структурний стан матеріалу, а також виявляти характер перетворень, що протікають в твердому тілі під впливом зовнішніх факторів (температура, деформація, радіаційне опромінення та інше). Одним із цих методів є метод, заснований на вимірюванні електричного опору, зміна величини якого інтегрально характеризує зміну структури і фазового складу матеріалу [1].

Метою даної роботи було встановлення закономірностей зміни електричного опору перлітних сталей при їх циклічному напружуванні. Робота була виконана в межах держбюджетної теми «Кінетика пластичного деформування конструкційних сплавів при складному навантаженні, а також в

умовах екстремально низьких температур» (№ Держреєстрації 0117U002230, 2017–2021 рр.).

Методика досліджень. Дослідження проводили на матеріалі рейок, виготовлених із сталі перлітного класу М76, у вихідному стані та після його циклічного напрацювання у лабораторних умовах. Циклічне напрацювання циліндричних зразків діаметром 4 мм здійснювали за умов повторно-статичного навантаження при одновісному розтязі, а зразків призматичної форми 12×12×110 мм – в таких самих умовах при плоскому згині, в зоні пружних деформацій на базі до 10^6 циклів з коефіцієнтом асиметрії циклу $R = 0,3$ [2, 3]. Після напрацювання зразків призматичної форми із стиснених шарів металу вирізали циліндричні зразки (рис. 1). Параметри та умови навантажування, до певної міри, відповідали реальним, діючим у рейковій колії.

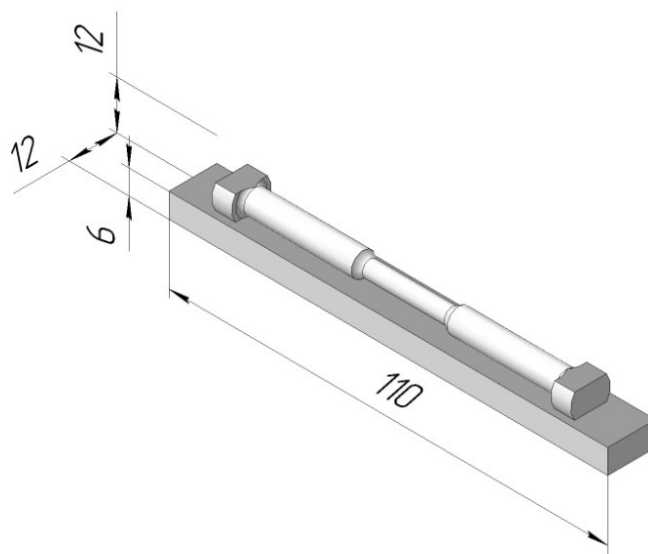


Рис. 1. Вирізка циліндричного зразка із заготовки після циклічного напрацювання при плоскому згині

У ході досліджень на різних етапах напрацювання виконували вимірювання електричного опору циліндричних зразків, зміна значення якого, як відзначено вище, вказує на структурні і фазові перетворення, що відбуваються в матеріалі. Для визначення електричного опору матеріалу рейок використовували вимірювальний пристрій Р4833 [4], який дозволяє вимірювати електричний опір малих величин. За результат вимірювання приймали середньоарифметичне значення декількох (не менше 4-х) вимірювань, при цьому вимірювання електричного опору здійснювали в протилежних напрямках.

Результати та їх обговорення. Результати дослідження впливу циклічного напрацювання на питомий електричний опір матеріалу рейок представлені в табл. 1. За отриманими результатами в напівлогарифмічних координатах побудовано залежності питомого електричного опору від числа циклів навантаження (рис. 2).

Таблиця 1. Питомий електричний опір зразків рейкової сталі

Циклічний розтяг		Циклічний згин	
Кількість циклів, N	Питомий електричний опір, $\rho \cdot 10^{-6}$, Ом·м	Кількість циклів, N	Питомий електричний опір, $\rho \cdot 10^{-6}$, Ом·м
$1,0 \cdot 10^0$	0,2070200	$1,0 \cdot 10^0$	0,3135844
$1,0 \cdot 10^4$	0,2613820	$1,0 \cdot 10^4$	0,2194659
$3,5 \cdot 10^4$	0,2908428	$5,0 \cdot 10^4$	0,2073022
$5,0 \cdot 10^4$	0,2863845	$1,0 \cdot 10^5$	0,2327064
$1,0 \cdot 10^5$	0,2968328	$5,0 \cdot 10^5$	0,2134559
$1,0 \cdot 10^6$	0,2867214	$1,0 \cdot 10^6$	0,2235516

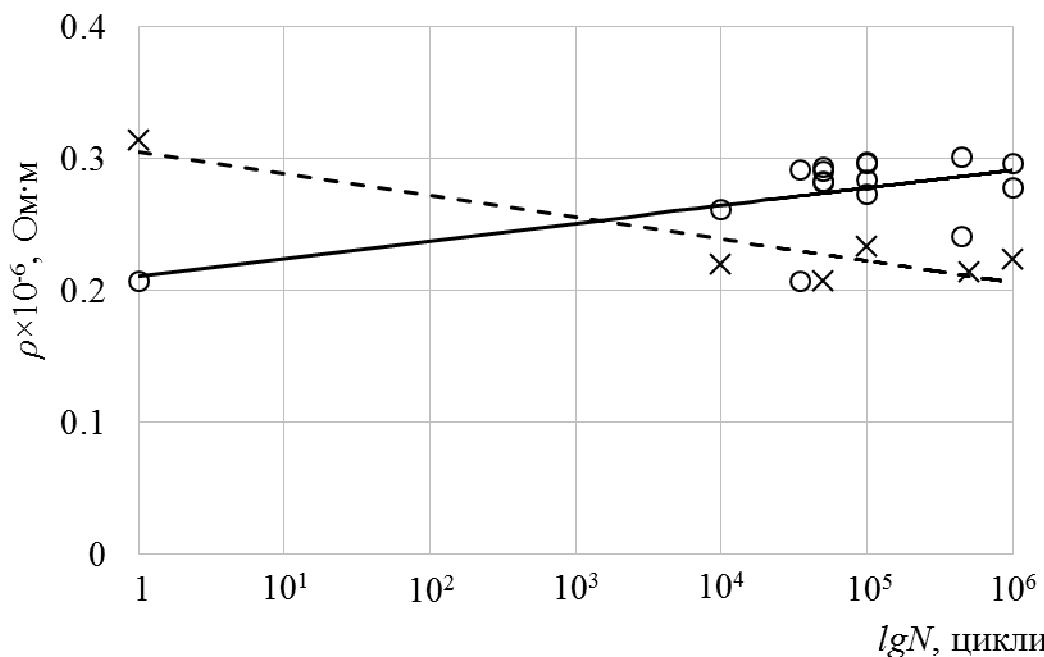


Рис. 2. Залежність питомого електричного опору матеріалу рейок від кількості циклів попереднього навантаження:

○ – циклічний одновісний розтяг; × – циклічний плоский згин

Залежність зміни питомого електричного опору від числа циклів попереднього навантаження можна аналітично описати за допомогою рівняння виду

$$\rho(N) = \pm a \cdot \ln(N) + b \quad (1)$$

Знак «+» у формулі (1) відповідає циклічному одновісному розтягу, а знак «-» – циклічному плоскому згину, тобто характер залежності визначається видом навантаження.

Так, при напрацюванні за умов одновісного розтягу із збільшенням кількості циклів навантаження значення питомого електричного опору матеріалу рейок збільшуються. Відносний приріст питомого електричного опору при рівні напрацювання 10^6 циклів склав 38,5 %.

Протилежний характер має залежність питомого електричного опору при

напрацюванні за умов плоского згину (див. рис. 2). Збільшення кількості циклів навантаження за умов плоского згину приводить до зменшення значень питомого електричного опору матеріалу рейок на 28,7 %.

Причиною таких змін може бути збільшення міжатомних відстаней при пружному одновісному розтязі, що супроводжується посиленням розсіяння електронів, внаслідок чого збільшується електричний опір. При плоскому згині в зоні дії стискаючих напружень зменшуються міжатомні відстані, амплітуда коливань атомів і, як наслідок, – електричний опір [1]. Цей процес, імовірно, превалює над процесом, що протікає в розтягнутих шарах зразка.

Загалом зміна питомого електричного опору матеріалу рейок після напрацювання може бути пов'язана зі зміною її структури при накопиченні пошкоджень у результаті циклічного навантаження [5, 6]. Дане припущення підтверджується численними дослідженнями закономірностей розвитку деформацій сталей перлітного класу [7, 8], в яких циклічний характер навантаження призводить до руйнування перлітної структури, перерозподілу розчиненого вуглецю, його постійних з'єднань, та до їх концентрації на границях зерен.

Висновки. За результатами досліджень попередньо циклічно напрацьованого матеріалу залізничних рейок встановлена закономірність зміни питомого електричного опору від рівня напрацювання та виду навантаження.

1. Лившиц Б.Г., Крапошин В.С., Ленецкий Я.Л. Физические свойства металлов и сплавов. Москва: Металлургия, 1980. 320 с.
2. Стрижало В.А., Новогрудский Л.С., Оправхата Н.Я., Данильчук Е.Л., Цыбанев Г.В., Кураш Ю.П., Клипачевский В.В. Прочность рельсовой стали после повторно-статического нагружения. *Надежность и долговечность машин и сооружений*. 2014. № 39. С. 5–13.
3. Стрижало В.А., Новогрудский Л.С., Оправхата Н.Я. О предельном состоянии перлитной рельсовой стали при действии электрического тока. *Проблемы прочности*. 2014. № 4. С. 36–42.
4. Паспорт 2.736.033 ПС. Прибор универсальный измерительный Р4833.
5. Трощенко В.Т., Лебедев А.А., Стрижало В.А., Степанов Г.В., Кривенюк В.В. Механическое поведение материалов при различных видах нагружения. Киев: Ин-т пробл. прочности НАН Украины, 2000. 366 с.
6. Гігіняк Ф.Ф., Лебедев А.О., Шкодзінський О.К. Міцність конструкційних матеріалів при малоцикловому навантаженні за умов складного напруженого стану. Київ: Наукова думка, 2003. 270 с.
7. Гриднев В.Н., Гаврилюк В.Г., Мешков Ю.Л. Прочность и пластичность холоднодеформированной стали. Киев: Наукова думка, 1974. 231 с.
8. Гаврилюк В.Г. Распределение углерода в стали. Киев: Наукова думка, 1987. 207 с.

УДК 539.3

А.С. Ольховський

М.Г. Шульженко, д-р техн. наук, проф.

*Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України
(Харків, Україна, tosky94@gmail.com)*

КОЛИВАННЯ ЛОПАТОК ОСТАННЬОГО СТУПЕНЯ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ ПІСЛЯ ЇХ ВІДНОВЛЮВАЛЬНОГО РЕМОНТУ

Лопатковий апарат сучасних турбін є найбільш відповідальною і напруженою їх частиною. На робочі лопатки діють інтенсивні статичні і динамічні навантаження. Коливання лопаткового апарату суттєво впливають на надійність турбіни. Розглядаються лопатки останніх ступенів турбіни К-1000-60/3000, виготовлених з титанового сплаву.

Лопатки ступенів циліндра низького тиску цих турбін працюють у вологому паровому середовищі, де виникає крапельна ударна ерозія. Після відпрацювання більше 180 тис. годин виявляється помітна ерозія на ряді лопаток. Під поверхнею розвинених ерозійних пошкоджень інколи спостерігаються сліди локалізації пластичних деформацій, які можуть призводити до появи мікротріщин. Це свідчить про те, що значну небезпеку для таких лопаток представляють вібрації. Ерозійні пошкодження в лопатках останніх ступенів турбін, що працюють в умовах вологої пари, спостерігаються доволі щільно у верхній третині вхідних кромek лопаток та у нижній третині вихідних кромek [1].

Ерозійні пошкодження мають пілкоподібний характер з кавернами, відстані між якими складають 400–700 мкм з глибиною 400–500 мкм. У гирлах каверн радіуси округлення становлять близько 0,02–0,05 мкм, що також викликає концентрацію напружень, але не таку значну, як при виникненні утомної тріщини [1]. При цьому характер пошкоджень виявляється близьким до малих забоїв і пилової ерозії, які спостерігаються, наприклад, в компресорних лопатках ГТД з титанових сплавів [2].

Для таких лопаток рекомендується проводити згладжування всієї зони пошкоджень при профілактичних зупинках турбін шляхом різних видів механічної обробки: точіння, фрезерування, шліфування, поліровки та ін. [1, 3]. При цьому змінюються геометричні розміри та форма поперечних перерізів лопаток.

У даній роботі розглядається кілька варіантів можливої обробки зон найбільших ерозійних пошкоджень у лопатках, оцінюється вплив зміни геометрії лопаток на вібраційні характеристики і їхній напружений стан. При цьому розміри вирізів у нижній та верхній частинах лопаток вважаються однаковими для всіх лопаток. Розроблено скінченно-елементні моделі лопаток, в яких видалено зони ерозійних пошкоджень. Скінченно-елементна модель системи диск-лопатки складається майже з 60 тис. елементів та має понад

175 тис. вузлів. Використовувались призмennі та тетраедральні криволінійні скінченні елементи.

У зоні ерозійних пошкоджень поблизу вихідної кромки у нижній третині лопаток розглядались різні варіанти вибірки матеріалу:

- виріз до 8 мм у зоні ерозійних пошкоджень, хорда лопатки при цьому дорівнює 170 мм;
- виріз до 28 мм у зоні ерозійних пошкоджень, хорда лопатки при цьому дорівнює 150 мм;
- виріз до 48 мм у зоні ерозійних пошкоджень, хорда лопатки при цьому дорівнює 130 мм.

Крім того, в кожній лопатці у верхній третині вхідної кромки враховувалась зміна геометрії в зоні максимальних напружень. Розглядались області обробки при видаленні пошкодженого матеріалу і не враховувалась можлива зміна властивостей металу при поліруванні та шліфуванні.

Результати досліджень коливань лопаток та облопаченого диска з навантаженнями від паропотоку дозволяють оцінити коефіцієнти концентрації вібраційних напружень. На робочому режимі діє збурююча сила, частота якої кратна 50 Гц. Збурююча сила навантаження, що викликана напрямними лопатками, має частоту 2100 Гц.

Умовне розподілене навантаження від парового потоку з частотою 2100 Гц прийнято рівним 1 МПа у верхній частині лопатки, що лінійно зменшується до нуля у кореня лопатки [4]. Ці навантаження є відносними, вони прийняті для того, щоб оцінити співвідношення вібраційних напружень у лопатках після механічної обробки та в лопатках без пошкоджень.

Визначено коефіцієнти концентрації вібраційних напружень у лопатках після відновлювального ремонту. В лопатках без пошкоджень максимальні вібраційні напруження у верхніх частинах лопаток становлять 2 кПа, а мінімальні 0,2 кПа. В лопатках, де хорда становить 170 мм, вібраційні напруження не перевищують 2,3 кПа, значення мінімальних напружень становить 1 кПа. У лопатках з хордою 150 мм вібраційні напруження досягають 2,5 кПа, найменше значення напруження становить 1,8 кПа. В лопатках з хордою 130 мм вібраційні напруження лежать у діапазоні від найменшого 1,8 кПа до 2,2 кПа. Зазначимо, що лопатки без пошкоджень мають хорду 175 мм.

Для кореневої частини лопаток отримано наступні результати: в лопатках без пошкоджень максимальне значення вібраційних напружень становить 2,2 кПа, мінімальне значення – 1,3 кПа; в лопатках з хордою 170 мм значення вібраційних напружень досягає 1,7 кПа, найменші напруження – 1 кПа; в лопатках з хордою 150 мм значення вібраційних напружень лежать у діапазоні від 0,8 кПа до 1,9 кПа; в лопатках з хордою 130 мм вони досягають 2,4 кПа, мінімальне значення становить 1,3 кПа.

Коефіцієнти концентрації вібраційних напружень, що дорівнюють відношенню відносного максимального напруження в пошкодженій лопатці до відносного максимального напруження в непошкодженій лопатці наступні: у верхніх частинах лопаток коефіцієнт концентрації для першого варіанта

обробки дорівнює $K_{1в} = 2,3/2 = 1,15$ для другого варіанта обробки – $K_{2в} = 2,5/2 = 1,25$, для третього варіанта обробки – $K_{3в} = 2,2/2 = 1,1$. В нижніх частинах лопаток коефіцієнт концентрації для першого варіанта обробки – $K_{1н} = 1,7/2,2 = 0,77$ для другого варіанта обробки – $K_{2н} = 1,9/2,2 = 0,86$, для третього варіанта обробки – $K_{3н} = 2,4/2,2 = 1,09$.

Наявність механічної обробки в нижній третині лопатки з хордою від 150 мм впливає на вібраційні напруження також у верхній третині лопатки, значення напружень у цій зоні збільшується на 10–25%. При цьому спостерігається зменшення рівня вібраційних напружень в нижній третині вихідних кромek лопаток до значень, які менші, ніж в лопатках без пошкоджень.

Зменшення значень вібраційних напружень в окремих випадках можна пояснити тим, що при зміні геометрії лопаток змінюються також їх вібраційні характеристики. Проведено дослідження амплітудно-частотних характеристик облопаченого диска з різними варіантами видалення пошкодження. Для лопаток з хордою 130 мм значний вплив на напружено-деформований стан мають напруження від відцентрових сил. При цьому спостерігається підвищення вібраційних напружень біля кореня лопаток. Крім того, в діапазоні частот від 0 до 2100 Гц максимальні вібраційні напруження в лопатках з хордою 130 мм на окремих частотах у 2–2,5 рази вищі, ніж в лопатках з хордою 150 мм. Можна відзначити, що ресурс безпечної експлуатації робочих лопаток останнього ступеня циліндра низького тиску турбіни К-1000-60/3000 може бути подовжений після відновлювального ремонту, якщо граничний розмір хорди лопатки в відновлювальних перерізах не менше 150 мм.

З наведених результатів можна зробити висновок, що ресурс безпечної експлуатації робочих лопаток з титанових сплавів останнього ступеня циліндра низького тиску турбіни К-1000-60/3000 після відновлювального ремонту з хордою не менше 150 мм, за даними вібраційних напружень, може бути подовжений, якщо внаслідок цього не порушується циклічна симетрія системи диск-лопатки та зберігаються фізико-механічні властивості матеріалу лопаток.

На практиці спостерігається нерівномірне ерозійне зношення різних лопаток останніх ступенів, тому представляється актуальною оцінка впливу нерівномірної зміни перерізів у різних лопатках після відновлювального ремонту на їхній напружено-деформований стан у системі диск-лопатки.

1. Тороп В.М., Махненко О.В., Сапрыкина Г.Ю., Гопкало Е.Е. Результаты исследований причин образования трещин в лопатках из титанового сплава паровых турбин типа К-1000-60/3000. *Техническая диагностика и неразрушающий контроль*. 2018. № 2. С. 3 – 15. <https://doi.org/10.15407/tdnk2018.02.01>

2. Петухов А.Н. Сопротивление усталости деталей ГТД. Москва: Машиностроение, 1993. 232 с.

3. Vorobiov Y.S., Mahnenko A.V., Ovcharova N.Y., Olhovskiy A.S. Vibration of Titanium Blades of Turbomachines for Nuclear Power Plants with Erosive Damage. *International Conference on Theoretical, Applied and Experimental Mechanics*. Proc. of the 2nd Intern. Conf. (Corfu, Greece, 23–26 June 2019), 2019. Vol. 8. P. 334–340.

4. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин. Москва: Машиностроение, 1982. 264 с.

УДК 539.3

И.А. Пальков

АО «Турбоатом»

(Харьков, Украина, igorpalkov1987@gmail.com)

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ЗАМКОВОГО СОЕДИНЕНИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК В УСЛОВИЯХ ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ

При нестационарных режимах работы отдельные элементы проточной части мощных паровых турбин могут подвергаться пластическому деформированию, вследствие чего в них происходит перераспределение напряжений. При пластическом деформировании в материале происходят структурные преобразования, в результате чего нарушаются условия нормальной эксплуатации агрегатов. Эти изменения необходимо учитывать в расчетах работоспособности и несущей способности конструкций.

Целью данной работы является определение напряженно-деформированного состояния замкового соединения рабочих лопаток 1-й ступени цилиндра среднего давления (ЦСД) с учетом влияния пластического деформирования элементов в соединении.

Для описания напряженно-деформированного состояния замкового соединения рабочих лопаток 1-й ступени ЦСД с учетом влияния пластического деформирования элементов в соединении в данной работе используется теория упруго-пластических деформаций.

При описании кривых деформирования материалов в замковом соединении в данной работе используются два типа аппроксимации:

- мультилинейная аппроксимация (рис. 1, а);
- билинейная аппроксимация (рис. 1, б).

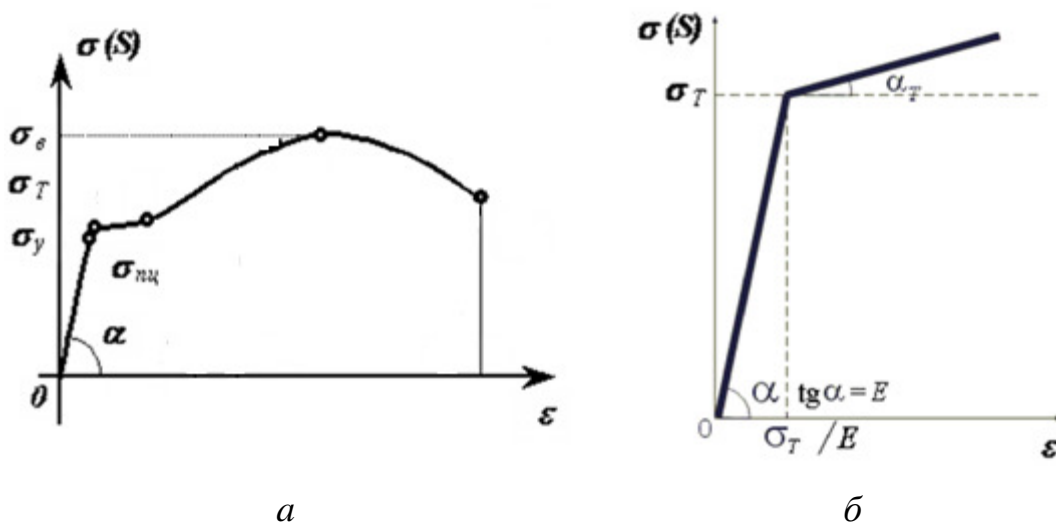


Рис. 1. Аппроксимация кривой деформирования материала:
а – мультилинейная аппроксимация; б – билинейная аппроксимация

В качестве нагрузки, определяющей напряженно-деформированное состояние в соединении, принимались центробежные усилия при вращении ротора вокруг оси с угловой скоростью 314,16 рад/с. В связи с симметрией системы рассматривался не весь диск с лопатками, а только его сектор с углом раствора $\varphi=200^\circ$, на торцах которого задавались условия симметрии.

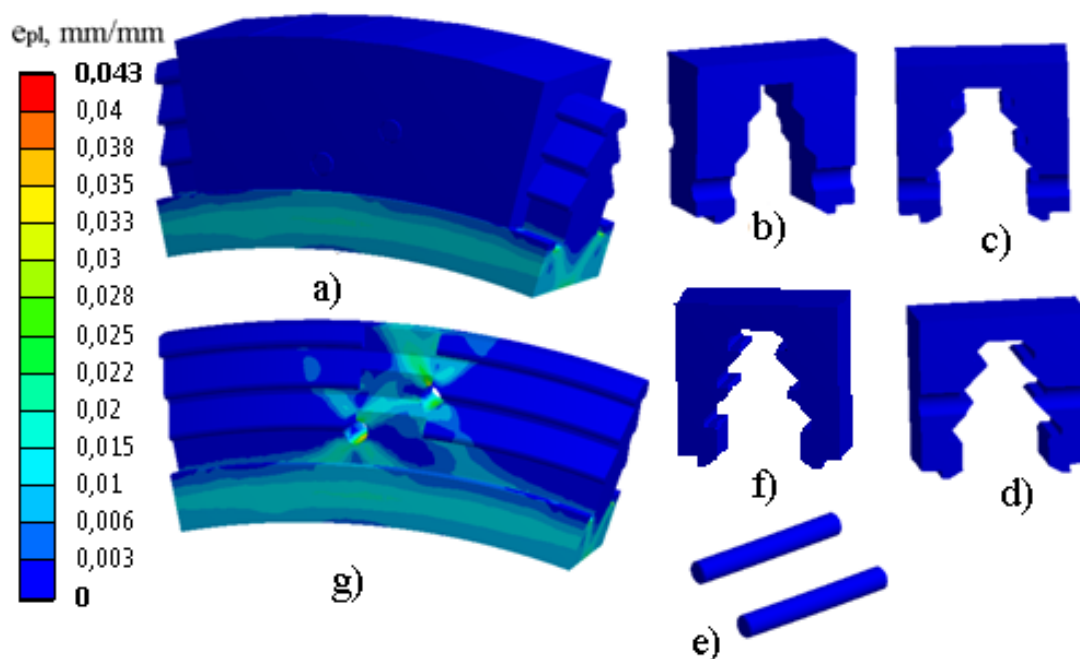
Решалась итерационная задача. Общее время расчета составило 16 часов 3 минуты для варианта с использованием мультилинейной аппроксимации. При этом время расчета варианта решения задачи с использованием билинейной аппроксимации заняло 5 часов 4 минуты. Для получения сходимости задачи понадобилось 35 итераций.

На рис 2. представлены результаты расчета в виде распределения эквивалентных пластических деформаций с использованием билинейной и мультилинейной аппроксимаций. Для проведения качественной оценки характера распределения эквивалентных пластических деформаций по замковому соединению использована одинаковая цветовая шкала уровня.

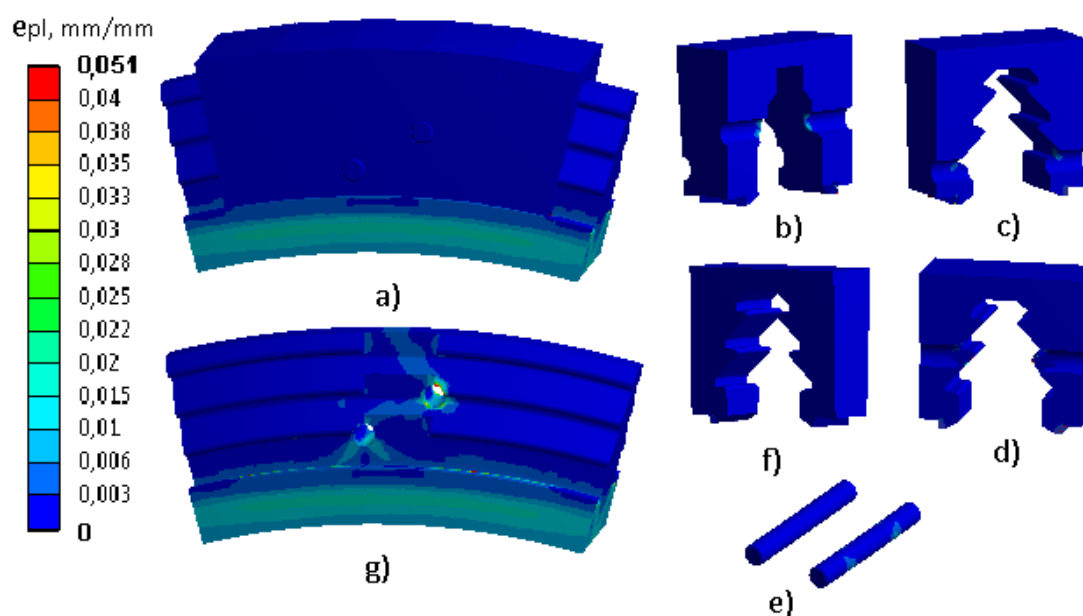
В табл. 1 представлены результаты распределения контактных усилий по опорным площадкам лопаток в замковом соединении различных вариантов расчета.

Таблица 1. Распределение контактных давлений по опорным площадкам

Лопатка	Аппроксимация	1 пара		2 пара		3 пара	
		МПа	%	МПа	%	МПа	%
Призамковая с нижним штифтом	Билинейная	79	23	110	32	155	45
	Мультилинейная	85	24	98	28	170	48
Призамковая с верхним штифтом	Билинейная	80	18	175	39	190	43
	Мультилинейная	85	18	190	39	210	43
Рабочая лопатка	Билинейная	100	28	110	31	150	41
	Мультилинейная	110	28	130	33	160	39



С использованием билинейной аппроксимации



С использованием мультилинейной аппроксимации

Рис. 2. Распределение эквивалентных пластических деформаций, мм/мм:

- a) – замковое соединение;
- b) – замковая лопатка;
- c) – предзамковая лопатка с нижним расположением штифта;
- d) – предзамковая лопатка с верхним расположением штифта;
- e) – фиксирующие штифты;
- f) – рабочая лопатка;
- g) – диск

УДК 539.3

С.А. Пальков

АО «Турбоатом»

(Харьков, Украина, sergpalkov@gmail.com)

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТАКТНОЙ ЗАДАЧИ НА МОДЕЛИ УЗЛА УПЛОТНЕНИЯ ТРУБОПРОВОДА

Надёжность и экономичность эксплуатации тепловой электростанции во многом определяется надёжной и экономичной работой ее трубопроводной системы. Повреждения трубопроводов могут привести к необходимости снижения мощности агрегатов или даже к полной их остановке.

Трубопроводы современных тепловых электростанций – это сложная пространственная система, состоящая как из собственно труб, так и средств соединения их между собой [1].

Объектом исследования в данной работе является узел уплотнения для врезки отвода в паропровод, работающий при воздействии внутреннего давления пара.

Целью данной работы является определение особенностей напряженно-деформированного состояния узла уплотнения на основе использования трехмерных моделей и выявление наиболее напряженных зон в узле, требующих повышенного внимания при проектировании эксплуатации трубопроводов и их соединений.

Задача о НДС узла уплотнения решается в упругой постановке, без учета влияния температурных напряжений и деформаций.

Задача определения НДС узла уплотнения трубопровода решалась на основе трехмерной модели (рис. 1), представляющей собой сборку основного трубопровода, верхней и нижней половин кожуха-уплотнителя и непосредственно самого уплотнителя-паронита.

На рис. 2 представлено распределение контактного давления, переданного от кожуха-уплотнителя через резину на поверхность основного трубопровода при действии нагрузки, создаваемой затяжкой шпилек. Исходя из полученных результатов, можно сделать вывод, что ввиду присутствия участков на контактируемых поверхностях с отрицательным уровнем

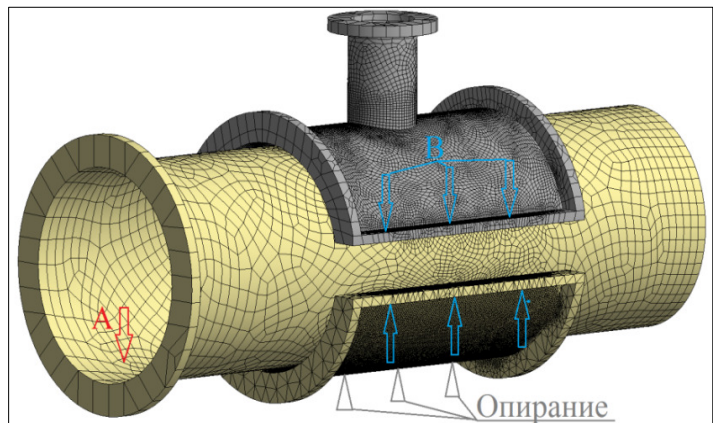


Рис. 1. Расчетная модель соединительного узла паропровода турбоустановки

контактного давления, задача решения НДС узла паропровода турбоустановки с учетом контактного взаимодействия является актуальной.

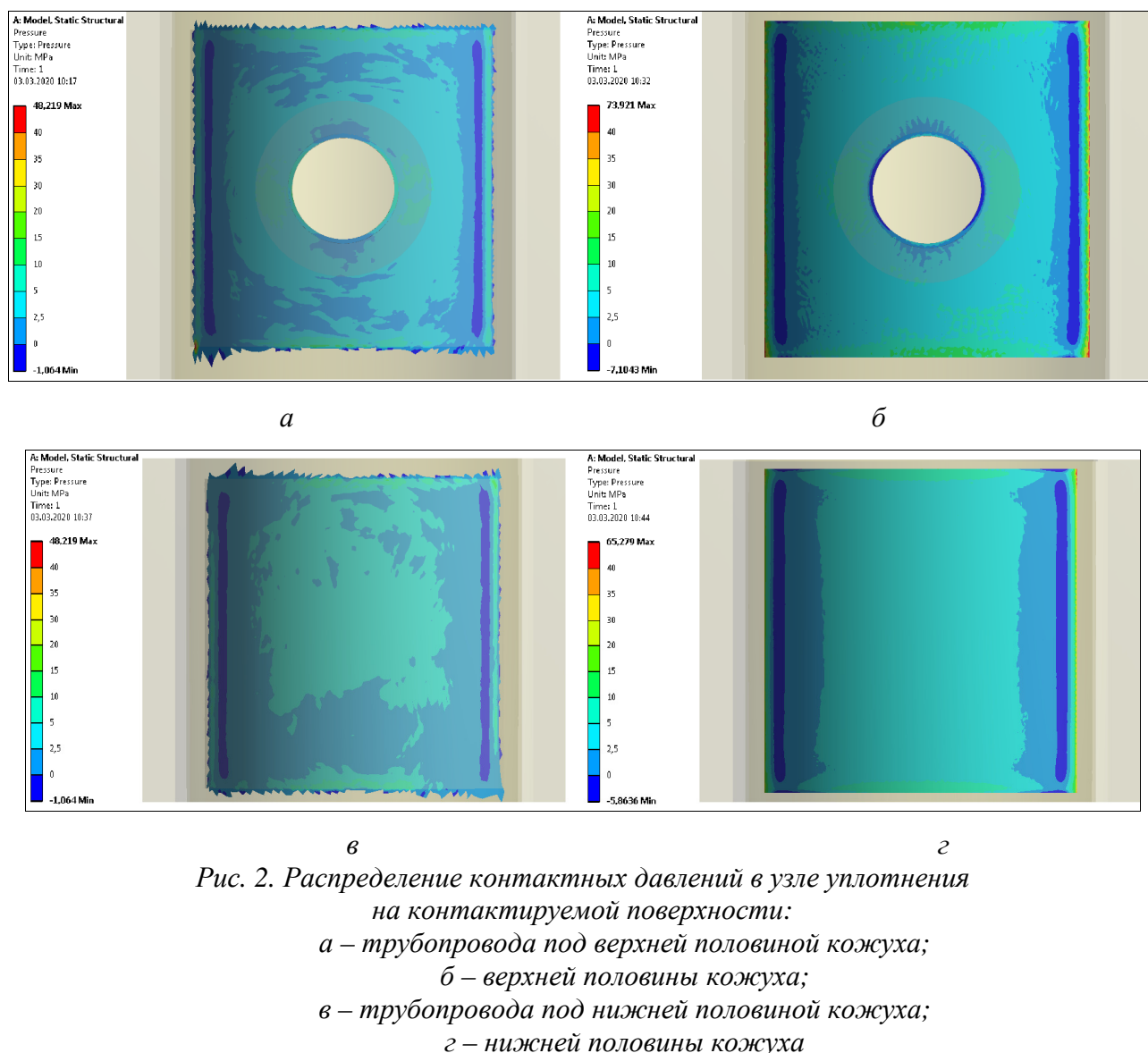


Рис. 2. Распределение контактных давлений в узле уплотнения на контактируемой поверхности:

а – трубопровода под верхней половиной кожуха;

б – верхней половины кожуха;

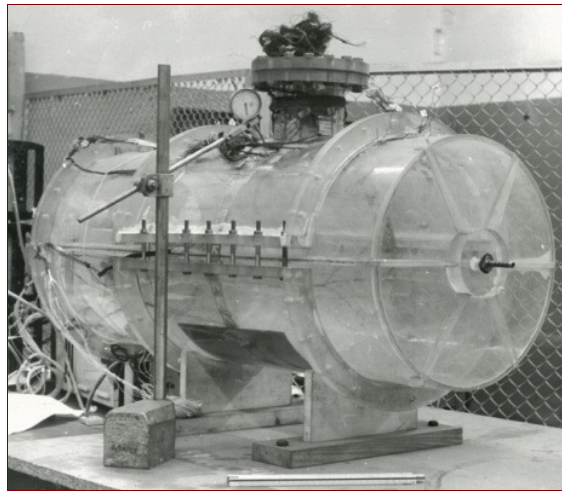
в – трубопровода под нижней половиной кожуха;

г – нижней половины кожуха

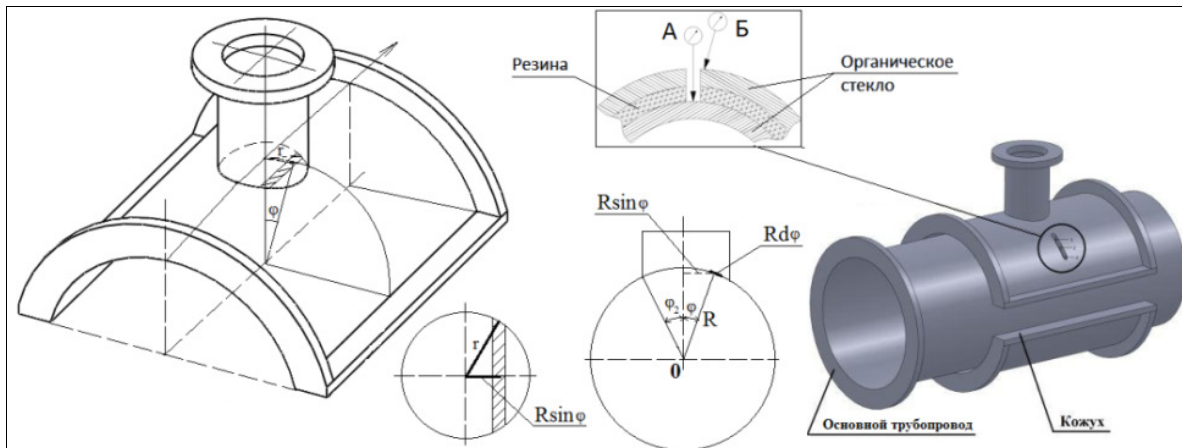
С целью верификации примененного в ходе решения контактной задачи метода штрафных функций, следующим этапом проведено экспериментальное и численное исследование НДС узла уплотнения модельного трубопровода, выполненного из низкомодульного материала и представляющего из себя тестовую модель.

Экспериментальное исследование напряженного состояния узла уплотнения трубопровода выполнялось методом тензометрирования [2] на модели, выполненной из органического стекла [3, 4] в масштабе 1:2,5 с соблюдением полного геометрического подобия (рис. 2). В качестве первичных преобразователей применялись тензодатчики на бумажной основе с базой 5 мм. Схема расположения тензодатчиков приведена в [5].

Выбор модели и метода экспериментального исследования привел к тому, что исследование НДС на тензометрических моделях получило весьма широкое распространение и до настоящего времени, по-видимому, является основным методом, особенно для тонкостенных конструкций.



а



б

Рис. 3. Модель трубопровода:

а – модель трубопровода из оргстекла в сборе с наклеенными тензодатчиками;

б – теоретический чертеж узла уплотнения

Проведенные совместные исследования тестовой контактной задачи подтвердили достоверность результатов, получаемых при решении методом конечных элементов по методу штрафных функций, и дали возможность применения методики определения контактного давления для фланцев горизонтального разъема высоконапряженных корпусов цилиндров мощных паровых турбин, экспериментальных данных по которым нет в связи со многими факторами, такими как, сложность изготовления модели и нынешняя дороговизна проведения подобного эксперимента каждый раз, когда возникает подобная задача.

1. Калютник А.А., Сергеев. В.В. Трубопроводы тепловых электрических станций: Учеб. пособие. Санкт-Петербург: Изд.-во СПбГПУ, 2003. 50 с.

2. Перлин А.А., Шалкин М.К., Хрящев Ю.К. Исследование прочности судовых конструкций на тензометрических моделях. Ленинград: Судостроение, 1967. 80 с.

3. Пригоровский Н.И., Прейсс А.К. Исследование напряжений и жесткости деталей машин на тензометрических моделях. Москва: Изд-во АН СССР, 1958. 232 с.

4. Гудимов М.М., Перов Б.В. Органическое отекло. Москва: Химия, 1981. С. 164–169.

5. Отчет СКБ «Турбоатом» Д-4473. Усовершенствование и внедрение способа определения контактного давления в узле уплотнения основного газопровода по результатам тензометрирования.

УДК 621.357:669.24

С.Я. Підгайчук¹, канд. техн. наук, доц.

О.С. Дробот², канд. техн. наук, доц.

Н.М. Яворська², канд. техн. наук, доц.

Н.С. Машовець², канд. техн. наук, доц.

¹*Національна академія Державної прикордонної служби України
імені Богдана Хмельницького*

²*Хмельницький національний університет
(Хмельницький, Україна)*

ВІДНОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН КОМБІНОВАНИМИ МЕТОДАМИ ОБРОБКИ

Відновлення поверхні деталей машин є частиною проблеми підвищення надійності та довговічності об'єктів машинобудування. Часто деталі працюють в екстремальних умовах. Для розв'язання цієї проблеми потрібні матеріали із підвищеними експлуатаційними властивостями поверхневих шарів.

Зносостійкі покриття із заданим комплексом властивостей можна отримати при поєднанні методу електролітичного осадження композиційних електрохімічних покриттів (КЕП) з наступним дифузійним відпалом отриманого гальванічного шару. Ефективним є застосування гальванічних покриттів на основі заліза, що зумовлене високою продуктивністю існуючих технологій з нанесення гальванічних покриттів, можливістю співсаджень основного металу та інших легуючих добавок. Так формування гальванічних шарів із включеннями дисперсних частинок тугоплавких нітридів, карбідів, оксидів дозволяє підвищити зносостійкість поверхневого шару, внаслідок поєднання пластичної металевої матриці та термостійких хімічних сполук. Особливо це стосується КЕП, добавками в яких є зміцнюючі нанорозмірні порошки [1, 2, 3]. Слід також враховувати, що електроліти для нанесення хромових покриттів, які застосовують для відновлення сталей, мають низький вихід за струмом та є достатньо токсичними.

Для отримання необхідних експлуатаційних характеристик відновлених деталей пропонуємо застосувати композиційні електролітичні покриття (КЕП) на основі гальванічного заліза з включенням нанодисперсних порошків нітриду бору (розмір частинок BN досягав $0,01$ мкм) і сумісно синтезованої композиції нітриду титану та нітриду кремнію ($70\% TiN+30\% Si_3N_4$ з розміром частинок $0,01-0,05$ мкм). Вміст наночастинок у покриттях складав до одного вагового відсотку. КЕП товщиною 20 мкм осаджені на зразки із сталі 08.

Осадження виконано з використанням борфтористого електроліту залізнення та добавкою дисперсних частинок BN та суміші $TiN+Si_3N_4$ з концентрацією 10 г/л. Запропоновані склади електролітів не є токсичними [4].

На практиці такі покриття піддають термічній обробці у вигляді відпуску при температурі біля 600 К у звичайних умовах. Для підвищення механічних, адгезійних і трибологічних властивостей КЕП та утворення перехідної зони з

більш рівноважною структурою запропоновано проведення термічної обробки (відпалу) дослідних зразків при більш високій температурі у середовищі вакууму. Температури відпалу експериментальних зразків вибрані на основі аналізу діаграми стану Fe-C (максимальна температура відпалу 1000–1200 K). Металографічний аналіз здійснювали за допомогою мікроскопу МІМ–10 при збільшенні в 500 разів. При цьому визначали товщину утворених дифузійних шарів, зчеплення покриття з основним металом, однорідність структури отриманих покриттів.

Мікротвердість визначали за загальноприйнятою методикою з використанням приладу ПМТ – 3. Встановлено, що включення наночастинок VN в композиційні електролітичні покриття на основі заліза, отримані з борфтористого електроліту залізнення підвищують мікротвердість покриттів в 1,4 разів, наявність суміші $TiN+Si_3N_4$ – підвищує мікротвердість в 3,7 рази в порівнянні з традиційними гальванічними покриттями на основі Fe.

Зносостійкість зразка визначалась у жорстких умовах зворотно-поступального руху за схемою контакту «сфера – площина» в умовах граничного тертя (дизельне мастило) [5].

Визначення трибологічних характеристик було проведено до і після термічної обробки КЕП, результати були порівняні із зносостійкістю гальванічних покриттів на основі Fe без добавки нанопорошків, які показали більш інтенсивний знос, ніж зразки з нанесеними КЕП.

КЕП на основі заліза, з добавкою нанорозмірного нітриду бору, після термічної обробки зберігають самомастильні властивості. Встановлено, що при збільшенні шляху тертя для зразків з КЕП з добавкою нанопорошку нітриду бору лінійний знос практично не збільшується. КЕП на основі заліза з добавкою суміші нанопорошків нітриду титану та нітриду силіцію на стадії припрацювання мають менший лінійний знос, ніж КЕП з добавкою нітриду бору, відсутнє самозмащення, фіксується більш інтенсивний знос при збільшенні шляху тертя.

1. Пат. 65018. Україна, МПК C25D 15/00. Склад для одержання зносостійких композиційних електролітичних покриттів на основі нікелю для роботи при підвищених температурах / М.В. Кіндрачук, А.О. Корнієнко, С.В. Федорчук, М.В. Лучка, Д.М. Перро, В.В. Подлесний; заявник та патентовласник Національний авіаційний університет – № u 2011 05006; заявл. 20/04/2011; опубл. 25.11.2011, Бюл. № 22.

2. Пат. 23289. Україна, МПК C23D 3/00. Спосіб одержання композиційних боридних покриттів на сталях і легких сплавах / В.І. Похмурський, Р.С. Мардаревич, В.І. Кирилів; заявник та патентовласник Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України – № а 2006 11185; заявл. 23/10/2006; опубл. 25.05.2007, Бюл. № 7.

3. Пат. 29705. Україна, МПК C25D 15/00. Склад для отримання КЕП на основі Ni з добавками нанорозмірних нітридів / Г.А. Покришко, О.С. Дробот, С.Я. Підгайчук, Н.М. Яворська; заявник та патентовласник Хмельницький національний ун-т – № u 2007 10329; заявл. 17/09/2007; опубл. 25.01.2008, Бюл. № 2.

4. Пат. 55833. Україна, МПК C25D 15/00. Склад для отримання композиційних електролітичних покриттів на основі заліза з добавками нанорозмірних нітридів / Н.М. Яворська, О.С. Дробот, С.Я. Підгайчук, Г.А. Покришко; заявник та патентовласник Хмельницький нац. ун-т. – № u 2010 07560; заявл. 17/06/2010; опубл. 27.12.2010, Бюл. № 24.

5. Кузьменко А.Г., Сытник С.В. Методы испытаний на износ. *Проблеми трибології*. 1999. № 2 (12). С. 38–109.

УДК 620:

Ю.М. Родічев¹, канд. техн. наук, ст. наук. співроб.

О.Б. Сорока¹, д-р техн. наук, ст. наук. співроб.

В.Є. Бодунов¹

Н.В. Сметанкіна², д-р техн. наук, ст. наук. співроб.

С.В. Угрімов², д-р техн. наук, ст. наук. співроб.

Н.В. Немерцева³

¹*Інститут проблем міцності імені Г.С. Писаренка НАН України
(Київ, Україна, rym40a@gmail.com)*

²*Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України
(Харків, Україна, nsmetankina@ukr.net)*

³*ТОВ «Спецтехскло А»
(Костянтинівка, Україна, info@aviaglass.com)*

ПЕРСПЕКТИВНІ БАГАТОШАРОВІ ПРОЗОРИ СТРУКТУРИ ПІДВИЩЕНОЇ УДАРНОЇ СТІЙКОСТІ

Виробництво багатьох світлопрозорих багатошарових елементів конструкцій наземної техніки, споруд та літальних апаратів не передбачає вимог щодо їх ударної стійкості в умовах балістичного навантаження. Незважаючи на високу міцність і ресурс за традиційними вимогами відповідно до сфери застосування, їх структура не призначена для захисту від ударних впливів із застосуванням сучасної вогнепальної зброї. Разом з тим, в разі необхідності їх застосування у екстремальних умовах висуваються вимоги щодо забезпечення такого захисту.

Ці вимоги потребують розвитку технологій зміцнення та контролю характеристик міцності структурних елементів і багатошарових виробів у цілому, вдосконалення конструкцій скління різних видів техніки, створення нових технічних рішень на основі застосування сучасних технологій зміцнення листового скла, методів контролю ударної стійкості та пошкодження перспективних світлопрозорих багатошарових елементів конструкцій. При цьому часто виникає необхідність урахування їх існуючої конструкції, специфіки багатошарової структури, особливостей виробництва та умов експлуатації для зменшення виробничих витрат при впровадженні у виробництво.

Метою роботи було визначення особливостей механічної поведінки перспективних багатошарових прозорих блоків підвищеної ударної стійкості на основі промислової технології зміцнення йонним обміном структурних елементів з листового флоат скла, результатів виробничого контролю їх міцності та ударних випробувань з урахуванням вимог ДСТУ 4546:2006 [1]. Роботу виконано за технічної підтримки підприємства ТОВ «Спецтехскло А».

На основі аналізу екстремальних умов навантаження та попередніх чисельних розрахунків ударної стійкості перспективних багатошарових

структур дослідження було спрямовано на забезпечення їх кулетривкості класу СК6 за ДСТУ 4546:2006. З урахуванням промислових потужностей підприємства на основі аналізу особливостей конструкцій та технологій виробництва скління для виробів нової техніки, в тому числі електрообігрівних блоків, визначено, що перспективними технологіями модифікації їх скляних силових та функціональних структурних елементів є комбіновані технології. Такі технології базуються на комбінації методів, що усувають поверхневі дефекти скла (механічна обробка, травлення) та методів, які блокують розвиток дефектів за рахунок створення в поверхневому шарі значних за величиною залишкових напружень стиску (термічна обробка, іонний обмін).

Запропоновано та запроваджено виробничий контроль міцності в умовах вісесиметричного згину зразків-свідків елементів листового скла різної товщини, зміцнених за різними технологіями, що входять до структури перспективних видів скління. Режимми зміцнення обрано відповідно до розроблених технічних вимог на виготовлення скління з підвищеним опором при багатократних ударних впливах твердих ударників зі швидкістю до 1000 м/с.

Визначено, що найбільший ефект зміцнення при статичному навантаженні в умовах вісесиметричного згину отримано за рахунок застосування комбінації технології травлення з подальшим іонним обміном. Наприклад, для стекол товщиною 6 мм, комбінована технологія травлення з іонним обміном забезпечила підвищення середнього значення границі міцності на згин до 540 МПа. Розмір вибірки становив 20 зразків. Мінімальне та максимальне значення границі міцності досліджуваної вибірки – 435 МПа та 815 МПа. Коефіцієнт варіації становить 0,08. В той час як для стекол, зміцнених за технологію іонного обміну та комбінованою технологією термічної обробки з травленням, цей коефіцієнт відповідно складає 0,12 та 0,17. Внаслідок незначного розкиду результатів при довірчій імовірності біля 0,999 мінімальне значення міцності на згин для скла товщиною 6 мм може становити біля 410 МПа, що значно перевищує розрахунковий рівень міцності на згин для зміцненого скла.

З метою досягнення відповідності багатопарових прозорих елементів класу ударної стійкості СК6 за ДСТУ 4546:2006 розроблено зразки з шарами скла, зміцненими за перспективними комбінованими технологіями. Відпрацьовано методику та проведено їх балістичні випробування при ударних впливах з дистанції 10 м. Зразки представляли собою багатопарові склоблоки розмірами 500 мм x 500 мм. Блоки містили електрообігрівний зовнішній шар термозміцненого скла (HS-скло). Силіві шари скла було зміцнено за комбінованими технологіями: термічної обробки та травлення (ТО+Тр.) для зразка № 1, травлення та іонного обміну (Тр.+ІО) для зразка № 2. Блоки складено за автоклавною технологією.

Аналіз отриманих результатів показує, що при балістичному впливі запланованими ударниками блок № 1, силіві внутрішні шари якого модифіковані ТО+Тр., витримує перші два ураження без пробиття, а третє призводить до наскрізного пробиття.

Блок № 2 із силовими шарами, модифікованими комбінованим методом зміцнення травленням з наступним іонним обміном, витримав трьохкратне ураження за тими ж умовами без пробиття та тильного відколу.

Проведено порівняння області пошкодження після першого ураження для блоків № 1 (рис. 1, а) та № 2 (рис. 1, б). На рис. 1 області інтенсивного руйнування знаходяться всередині кола. Кінцівки стрілок показують намічені для подальших 2-го та 3-го уражень вершини рівностороннього трикутника зі стороною 120 мм.

Для структури блока №1 спостерігається велика зона руйнування після першого ураження (рис. 1, а). Наступні влучення відбуваються у значно порушену деградовану структуру, що пояснює недостатній рівень її захисту проти ударного впливу.

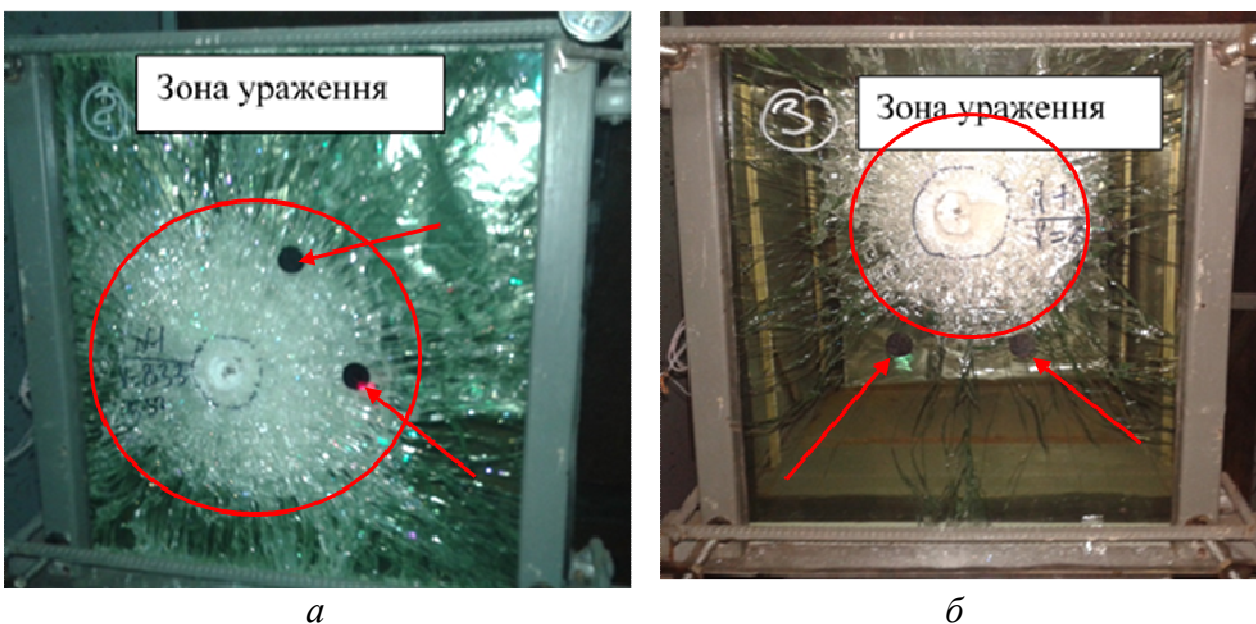


Рис. 1. Загальний вигляд зразків 500 мм x 500 мм після балістичних випробувань: області інтенсивного руйнування лицьової поверхні після першого ураження для зразків № 1 (а) та № 2 (б)

Як видно з рисунка, область інтенсивного пошкодження для блоку на основі силових стекол з модифікацією комбінованою обробкою травленням з подальшим іонним обміном значно менша, ніж для блоку на основі стекол, зміцнених за методом термічної обробки з подальшим травленням.

Отримані результати можуть бути застосовані для підвищення ударної стійкості скління наземної техніки, споруд і літальних апаратів у складних та екстремальних умовах експлуатації.

1. ДСТУ 4546:2006 (EN 1063:1999) «Скло в будівництві. Захисне скління. Випробування та класифікація за кулетривкістю».

УДК 539.4: 621.81

В.В. Сатокин

*Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное»
им. М.К. Янгеля»*

(Днепр, Украина, info@yuzhnoye.com)

КОНТРОЛЬ И АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ОБОЛОЧЕК МЕТОДОМ ГАЛОГЕНА ПРИ СВАРНЫХ РАБОТАХ

В ракетной технике сваривание оболочек является одним из главных процессов производства. Контроль состояния свариваемых деталей проводится путем замеров геометрии до и после и ее соответствие документации. Освобождение конструкции от остаточных напряжений, при необходимости, проводится классическими методами металлургии. Однако при производстве не проводится контроль фактического наличия остаточных напряжений, деформаций и локальных изменений геометрии.

Автором предлагается проводить контроль состояния свариваемых оболочек и других конструкций с использованием «Метода Галогена» [1].

В работе рассмотрены сварные конические конструкции в процессе сваривания. Показана возможность непрерывного визуального контроля напряженного состояния конструкций при сваривании и влияние различных типов сварки на состояние оболочек.

Проведенный «методом Галогена» неразрушающий контроль состояния свариваемых оболочек позволяет при его применении добиться состояния сварной конструкции свободной от остаточных напряжений и деформаций. Проводить сварные работы при визуальном контроле состояния в режиме реального времени. Контролировать уровень механической обработки после сварки.

1. Сатокин В.В., Мусиенко П.Б. Виртуальные испытания корпуса сопла РДТТ. *Космическая техника. Ракетное Вооружение*. 2015. № 3 (110). С. 46–49.

УДК 62-226.2

М.О. Скрицький

М.Г. Шульженко, д-р техн. наук, проф.

*Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України
(Харків, Україна, n.skritsky@gmail.com)*

РАЦІОНАЛЬНИЙ ВИБІР ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МОДЕЛІ ЛОПАТКИ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

У теперішній час багато програмних комплексів базуються на методі скінченних елементів, наприклад SolidWorks, ANSYS. Від кількості елементів у моделі і від потужності обчислювальної техніки залежить час розрахунку. Кількість елементів залежить від геометрії тіла, типу скінченного елемента і його розмірів. Тип скінченного елемента залежить від специфіки розрахунку, а розмір – від необхідної точності.

У сучасних газотурбінних двигунах лопатковий апарат є найбільш відповідальною і напруженою системою [1]. Компресорні лопатки відрізняються тонкими профілями, малою жорсткістю, а зазначене суттєво впливає на час їх роботи. Лопатковий апарат компресорів сучасних газотурбінних двигунів знаходиться під дією інтенсивних статичних і динамічних навантажень.

Основною причиною підвищення коливань лопаткового апарату компресора є окружна нерівномірність потоку [2]. Для визначення частот збуджуваних гармонік на резонансних режимах необхідно виконати модальний аналіз коливань робочих лопаток і побудувати резонансні Кемпбелл діаграми [3].

У даній роботі наводяться результати дослідження власних частот коливань при різних видах спрощення моделі робочої лопатки компресора. Метою дослідження є визначення раціональної геометрії моделі лопатки газотурбінного двигуна (ГТД) за критеріями швидкості та точності результатів розрахунку.

Дослідження проводилися для робочої лопатки компресора газотурбінного двигуна з хвостовиком типу «ластівчин хвіст».

Розглядалися такі варіанти спрощень геометричних параметрів лопатки:

- лопатка без піднутрення (без заглиблень) по торцях хвостовика;
- лопатка без піднутрення по торцях хвостовика і без радіусів переходу від пера лопатки до полиці хвостовика;
- тільки перо лопатки вище полки хвостовика (без хвостовика).

Для проведення чисельних розрахунків моделі лопаток автоматично розбивались сіткою гексагонального типу з використанням елементів розміром 2 мм (1а, 1б, 1в, 1г). Для варіантів 1а і 1б додатково було виконано числові розрахунки при розмірах елементів 1 мм (1а*, 1б*).

Результати модального аналізу представлено в табл. 1, це власні частоти лопатки для всіх моделей з розміром елемента 2 мм з урахуванням обертання.

Таблиця 1. Власні частоти для перших 10 форм коливань

№ частот	Варіанти розрахунку				
	1а*	1а	1б	1в	1г
	Частота коливань, Гц				
1	414,01	414,08 (0,02 %)	414,08 (0,02 %)	412,26 (0,42 %)	399,56 (3,62 %)
2	1312,1	1311,6 (0,04 %)	1311,3 (0,02 %)	1314,7 (0,27 %)	1257,6 (4,25 %)
3	1573,01	1575,1 (0,01 %)	1575,1 (0,01 %)	1570,3 (0,17 %)	1530,7 (2,76 %)
4	2616,8	2621,8 (0,19 %)	2619,1 (0,09 %)	2695,8 (2,93 %)	2514,8 (4,06 %)
5	3524,7	3534,6 (0,28 %)	3533,8 (0,26 %)	3628 (2,85 %)	3440,9 (2,44 %)
6	4006,1	4017,6 (0,29 %)	4017,1 (0,27 %)	4021,9 (0,39 %)	3893,4 (2,89 %)
7	5787,4	5800,2 (0,22 %)	5799,4 (0,21 %)	5708,9 (1,38 %)	5645,7 (2,51 %)
8	6101,8	6117,3 (0,25 %)	6117,5 (0,26 %)	6053,6 (0,75 %)	6020,4 (1,35 %)
9	6904,8	6922,4 (0,25 %)	6922,4 (0,25 %)	6875,2 (0,43 %)	6685,6 (3,28 %)
10	8454,08	8474,1 (0,24 %)	8473,5 (0,23 %)	8418,7 (0,42 %)	8300,3 (1,85 %)

У табл. 1 наведено результати для моделі 1а* (перша колонка) з розміром елементів 1 мм. Результат для моделі 1а* взято за базовий, так як він найближчий по геометрії до реальної лопатки і має найдрібнішу сітку, завдяки чому можна стверджувати, що він найточніший серед інших. Відхилення в процентах зазначено відносно даних для варіанта 1а*.

З наведених у табл. 1 даних слідує, що зниження щільності сітки призводить до зниження власних частот. Максимальна похибка результатів модального аналізу для моделі 1а (друга колонка) щодо базової не перевищує 0,3 %, що свідчить про хорошу збіжність результатів. Для моделі 1б (третя колонка) результат не перевищує похибку в 0,3 % від базової. За результатом можна стверджувати, що розбіжність результатів для варіантів 1а і 1б практично відсутні. З цих даних слідує, що врахування піднутрення по торцях хвостовика практично не впливають на власні частоти коливань. Результати розрахунків для моделі 1в (четверта колонка) не перевищує похибку в 3 % по 4, 5 і 7 частоті і не вище 1 % на інших частотах. Значення власних частот безпосередньо залежить від геометрії тіла. Відсутність радіуса переходу змінює довжину пера лопатки, замість радіуса при спрощенні моделей задається тіло пера. Цим пояснюється збільшення відсотка похибки в результатах. Довжина пера лопатки в моделі 1г (п'ята колонка) аналогічна довжині в моделі 1в, крім

того місце їх закріплення відрізняється. Максимальна похибка в результатах серед всіх моделей 1г не перевищує 4,5 %. Така відмінність пов'язана з особливостями спрощення.

Напруження для моделей 1а*, 1а і 1б практично однакові. Відмінності в геометричних моделях 1а* і 1а відсутні, а збільшення щільності сітки призвело до збільшення показників еквівалентних напружень по Мізесу. Модель 1б відрізняється лише відсутністю піднутрення по торцях хвостовика. Піднутрення незначно впливає на динамічні характеристики лопатки, що є наслідком незначних відмінностей для варіантів 1а і 1б. Еквівалентні напруження по Мізесу в кореновому перетині пера лопатки для моделі 1в значно відрізняються від таких напружень, одержаних за іншими моделями. У зоні радіуса переходу пера лопатки в хвостовик утворюється концентратор напружень. За результатами моделі 1г доречно зробити наступні висновки: значення напруження з жорстким закріпленням при неврахуванні хвостовика не суттєво відрізняється від базису на відміну від моделі 1в.

Для кожної побудованої сітки моделі (розміром 1 та 2 мм) було проведено статичний аналіз і визначено час побудови сітки скінченних елементів та час числового розрахунку. Результати усіх дослідів представлено в табл. 2. Час побудови сітки та час числового розрахунку знижується. Для моделей 1а і 1б спостерігається невелика різниця за часом, проте у випадках, коли елемент має розмір 1 мм спостерігаються значні відмінності.

Таблиця 2. Час числових розрахунків і час формування та сітки елементів і вузлів

	1а	1б	1в	1г	1а*	1б*
Розмір елемента, мм	2				1	
Число елементів	18156	17578	14105	9672	102895	99122
Число вузлів	68528	67089	60860	44663	400046	390660
Час формування сітки хвилини : секунди	6:55	6:50	5:51	5:21	35:47	30:21
Час на статичний аналіз хвилини : секунди	9:21	9:13	7:51	7:27	48:09	39:58
Час на модальний аналіз хвилини : секунди	15:38	15:27	12:00	10:58	157:50	126:40

Модель 1г має найбільше спрощення геометрії, відповідно з найменшим числом скінченних елементів і найшвидшим розрахунком (табл. 2). Похибка в модальному і статичному аналізах не перевищує 5 %, що є задовільним результатом з урахуванням витрачених ресурсів на її числовий розрахунок. Дану модель доцільно використовувати для попередньої оцінки часу. З частото-резонансної Кемпбелл діаграми, побудованої згідно з результатами обчислень за моделлю 1г, можна зробити висновок, що немає необхідності в проведенні розрахунку по всіх 10 формах коливань, тому що форми вище, ніж сьома, не збуджуються при роботі ГТД. На побудову подібної діаграми з використанням

інших моделей необхідно було б затратити набагато більше часу, а без її побудови складно оцінити збуджуваність різних форм коливань.

Модель 1в має достатню збіжність результатів при модальному аналізі, похибка не перевищує 3 %, проте похибка при статичному аналізі складає 20 %, тому недоцільно використовувати цю модель у числових розрахунках. Похибка приблизно в 20 % виникає через концентратор напружень у місці переходу пера лопатки в хвостовик, дану модель недоцільно використовувати при вирішенні задач статики.

Результати по моделі 1а і 1б практично не відрізняються при числових розрахунках з сіткою в 2 мм. Однак, при дрібнішій сітці (1 мм) різниця чутлива за часом розрахунку і числом елементів. Це пов'язано з тим, що піднутрення по торцях хвостовика має складну геометрію і розрахунковий комплекс витрачає більше часу на її розрахунок. У випадку, коли лічильна машина має високу розрахункову потужність, спрощення, застосоване в моделі 1б, несуттєво впливає на швидкість розрахунку за будь-якою щільністю сітки для такої задачі. Це слідує з табл. 2 для варіантів 1а і 1б.

З результатів дослідження слідує, що раціональною геометрією моделі лопатки ГТД для різних видів розрахунків може бути модель лопатки без піднутрення по торцях хвостовика 1б. Результати за моделлю 1б модального та статичного аналізу мало відрізняються від даних за моделлю 1а. Час формування сітки, час статичного та час модального аналізу при максимальному розмірі скінченного елемента сітки 1 мм для моделі 1б менший майже на 45 хвилин, ніж час для моделі 1а. Таким чином, при оцінці коливань, статичному аналізі газотурбінного двигуна рекомендується для використання модель 1б.

1. Воробьев Ю.С. Овчарова Н.Ю., Кулаков П.Н., Кулишов С.Б., Скрицкий А.Н. Проблема анализа динамических напряжений в лопаточном аппарате компрессора ГТД в газодинамическом потоке. *Вестник двигателестроения*. 2015. № 2. С. 58–61.

2. Воробьев Ю.С. Овчарова Н.Ю., Кулаков П.Н., Кулишов С.Б., Скрицкий А.Н. Вынужденные колебания ступени компрессора ГТД в потоке. *Авиационно-космическая техника и технология*. 2014. № 8 (115). С. 152–155.

3. Тороп В.М., Саприкін Г.Ю., Воробйов Ю.С. Математичні моделі робочих лопаток парової турбіни К-1000-60/3000 для прогнозування залишкового ресурсу. *Електронне моделювання*. 2018. № 4. С. 83–94. <https://doi.org/10.15407/emodel.40.04.083>

УДК 539.3

Н.В. Сметанкіна¹, д-р техн. наук, ст. наук. співроб.

С.В. Угрімов¹, д-р. техн. наук, ст. наук. співроб.

Ю.М. Родічев², канд. техн. наук, ст. наук. співроб.

В.О. Костюк³

Г.К. Довгань³

О.С. Шевченко⁴

Н.В. Немерцева⁴

О.М. Солодовник⁴

¹Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України
(Харків, Україна, nsmetankina@ukr.net, sugrimov@ipmach.kharkov.ua)

²Інститут проблем міцності імені Г.С. Писаренка НАН України
(Київ, Україна, ryml@ipp.kiev.ua)

³ДП «АНТОНОВ»

(Київ, Україна, kostiuk@antonov.com, dovgangk7101@gmail.com)

⁴ТОВ «Спецтехскло А»

(Костянтинівка, Україна, glass-sts@ukr.net)

РОЗРОБКА ІННОВАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ МІЦНОСТІ АВІАЦІЙНОГО СКЛІННЯ ЦИВІЛЬНИХ ТА ВІЙСЬКОВО-ТРАНСПОРТНИХ ЛІТАКІВ

Розвиток літакобудування, підвищення рівня вимог щодо надійності та безпеки повітряних суден вимагає модернізації вітчизняного виробництва скління цивільних та військових літальних апаратів із застосуванням сучасних технологій на основі наукових засад конструкційної міцності скла та оптимального проектування з урахуванням екстремальних умов експлуатації.

Лобове скління кабін пілотів є одним із відповідальних конструктивних елементів літальних апаратів, від його міцності та надійності залежить безпека екіпажу та пасажирів повітряного судна. До скління літальних апаратів висувається цілий ряд різноманітних вимог. На скління пасажирських і транспортних літаків припадає приблизно 15 % всіх зіткнень літаків із птахами. Тому воно повинно витримувати таке зіткнення, а також вплив експлуатаційних навантажень, які виникають від надлишкового тиску в кабіні та електрообігріву [1, 2]. До скління військових та військово-транспортних літальних апаратів додаються спеціальні вимоги щодо їх кулестійкості, а також стійкості до ударів уламками ракет й іншими вражаючими елементами [3, 4].

Метою проведеного дослідження була розробка комплексу сучасних експериментально-розрахункових методів та отримання обґрунтованих даних для проектування, модернізації технологій та подовження ресурсу багатошарового скління літаків, отримання виробів із поліпшеними характеристиками для складних і екстремальних умов експлуатації.

В Україні існують усі необхідні передумови для створення вітчизняних конкурентоспроможних зразків скління для літальних апаратів, а саме, є всесвітньо відомий виробник авіаційної техніки ДП «Антонов», є підприємства, які багато років виготовляють багатошарове скління і мають усі необхідні технології для зміцнення скла, а також є наукові установи, які здатні провести теоретичні та експериментальні дослідження. Провідним виробником і постачальником скловиробів з електричним обігрівом для літаків цивільної авіації та Повітряних сил України є ТОВ «Спецтехскло А», що спеціалізується на виробництві виробів конструкційної оптики для скління літальних апаратів.

Сучасне скління кабіни пілотів є складною за формою й структурою великогабаритною багатошаровою конструкцією. Воно виготовляється із силікатного та органічного скла, полікарбонату, які з'єднуються між собою полімерними клейовими шарами. Механічні характеристики шарів відрізняються на декілька порядків. Сумарна товщина пакета може бути досить значною, що не дозволяє віднести скло до тонких конструкцій. Найчастіше у склінні цивільних літаків застосовуються зміцнені силікатні шари скла, які мають найбільшу міцність серед інших згаданих прозорих матеріалів. Силікатне скло зміцнюється різними методами, а саме хімічним травленням, іонним обміном, термічним загартуванням, механічною обробкою поверхні. Це дозволяє у разі підвищити міцність скла. Рівень такого підвищення залежить від застосованої технології зміцнення, обраних характеристик процесу, а також залежить від товщини скла. Деякі методи зміцнення можливо застосовувати комплексно, що також сприяє загальному підвищенню міцності скловиробу.

Раціональний вибір товщин та матеріалів шарів скління на основі більш точного урахування усіх експлуатаційних навантажень, технологічних можливостей виробництва, а також застосування сучасних технологій комплексного зміцнення дозволяє підвищити міцність та надійність скління та зменшити його вагу.

Теоретична міцність ідеального бездефектного силікатного скла оцінюється в 6–15 ГПа. Міцність же реального скла є значно меншою, що пояснюється наявністю різних дефектів у ньому, які обумовлені хімічними домішками, технологією виробництва самого скла, а також технікою виготовлення зразків для випробування. Міцність звичайного флоат-скла при триточковому згині становить тільки 30–100 МПа. Як було показано Гриффітсом, така істотна відмінність реальної від теоретичної міцності викликана наявністю поверхневих дефектів у склі. Існують два способи боротьби з ними – підвищення якості поверхні й створення в поверхневому шарі залишкових стискаючих напружень. Перший спосіб можливо реалізувати поліруванням поверхні, хімічним травленням, а також удосконаленням технології виготовлення скла і зразків, а другий – термічним та іонним зміцненням. Застосування різних методів зміцнення (у тому числі й комплексного) дозволяє підвищити міцність силікатного скла на згин до 400–800 МПа. При проведенні зміцнення скла надзвичайно важливим є вибір раціональних параметрів процесів (температури, часу зміцнення та охолодження, тощо), а також зменшення контакту скла із твердими тілами, які

здатні пошкодити його поверхню. Ще однією проблемою при виготовленні скловиробів є досить широкий розкид значень міцності скла навіть у одній партії, що обумовлено положенням цього скла на флоат стрічці. Тільки застосовуючи науковий супровід усіх робіт по виробництву скла, якісний контроль усіх його стадій виробництва, починаючи із вхідного контролю сировини до жорсткого дотримання технологій виготовлення та зберігання, можливо отримати скло з необхідними міцнісними параметрами. Складність в методах контролю стану скла при виробництві, в точному отриманні необхідних параметрів зміцнення скла викликає необхідність у впровадженні нових сучасних технологій виробництва.

Довгий час при виробництві авіаційного скла перевага віддавалася термічно загартованому склу, але таке скло при руйнуванні відразу вкривається сіткою тріщин, що зменшує його прозорість, яка необхідна для безпечної посадки літака після льотного інциденту. Іонне зміцнення дає більш локальний характер руйнування скла порівняно із термічно загартованим склом, що особливо важливо для кулестійкого скла. Тому використання саме такого скла у складі кулестійких склопакетів є досить перспективним напрямком.

Надзвичайно важливим при проектуванні скла є вибір композиції або структури скла. За рахунок правильного вибору композиції можливо більш раціонально розподілити зовнішнє навантаження між шарами, зміщуючи по товщині пакету нейтральну поверхню. Це вимагає проведення теоретичного моделювання напружено-деформованого стану (НДС) скління при впливі всіх експлуатаційних факторів. Такий підхід за короткий термін дозволяє провести дослідження численних композицій шарів скління й обрати ту, що відповідає всім експлуатаційним вимогам. При цьому істотно скорочуються матеріальні витрати на виготовлення та випробування зразків. На цей час розроблений значний математичний апарат для розв'язання задач динаміки багат шарових конструкцій, але відсутні всебічні чисельні дослідження куле- та птахостійкості елементів скління літаків, що обумовлено математичною складністю цих задач, а також різними стратегіями проектування скла, здатного витримати удар птахом та удар кулею.

У результаті виконання роботи запропоновано уточнену методику дослідження НДС багат шарового скління літаків при ударі птахом та кулестійкості. Методика розрахунку на міцність багат шарового скління літаків при ударі птахом заснована на уточненій моделі скління та удосконаленій моделі ударного імпульсу, що описує процес зіткнення скління з птахом. Поведінка скла описується рівняннями узагальненої теорії багат шарових пластин, яка відноситься до дискретно-структурного типу [2]

$$u_{\alpha}^i(x_1, x_2, x_3, t) = u_{\alpha} + \sum_{j=1}^{i-1} \sum_{k=1}^{K_{\alpha}^j} h_j^k u_{\alpha k}^j + \sum_{k=1}^{K_{\alpha}^i} (x_3 - \delta_{i-1})^k u_{\alpha k}^i,$$

де u_{α}^i ($\alpha = \overline{1,3}$) – переміщення точки i -го шару у напрямку осі Ox_{α} ; u_{α} , $u_{\alpha k}^i$ – коефіцієнти розвинення переміщень у степеневі ряди, які є функціями координат x_1 , x_2 та часу t ; K_{α}^i – максимальні степені поперечної координати

для площинних ($\alpha = 1, 2$) і поперечних ($\alpha = 3$) переміщень точок i -го шару, які вибираються залежно від необхідної точності; h_i – товщина i -го шару, $h_j^k = (h_j)^k$; δ_{i-1} – сума товщин шарів, розташованих вище i -го шару, $\delta_{i-1} = \sum_{l=1}^{i-1} h_l$.

Модель ударного імпульсу, що описує процес зіткнення скління з птахом, заснована на теоретико-експериментальному підході, в основі якого лежить гідродинамічна модель удару та експеримент [1, 2]. Птах розглядається як еліпсоїд обертання, область навантаження змінюється за часом. Оцінка кулестійкості скління проводиться на основі аналізу глибини проникання ударника в пакет та процесу поширення хвиль деформацій у склі [3–5]. Для оцінки глибини проникнення використовується емпірична залежність

$$\sigma = H_d + k\rho V^2,$$

де σ – питома сила опору проникненню, H_d – динамічна твердість матеріалу середовища, k – коефіцієнт форми головної частини ударника; ρ – густина перешкоди; V – поточна швидкість.

З використанням розроблених методик було проведено розрахунок та оцінку міцності існуючого скління ТСК008У та ТСК008УО літака Ан-178 при зіткненні з птахом та з кулею, запропоновано модифікації скління для підвищення кулестійкості, а також розроблено рекомендації щодо покращення параметрів скління за критеріями кулестійкості та птахостійкості при мінімальному збільшенні ваги конструкції. Порівняння теоретичних та експериментальних даних підтвердило працездатність розроблених моделей і методів.

Частково результати роботи отримані у рамках Цільової програми НАН України «Ресурс-2» та Цільової науково-технічної програми НАН України «Дослідження і розробки з проблем підвищення обороноздатності і безпеки держави».

1. Сметанкіна Н.В. Нестационарное деформирование, термоупругость и оптимизация многослойных пластин и цилиндрических оболочек. Харьков: Міськдрук, 2011. 376 с.

2. Rodichev Y.M., Smetankina N.V., Shupikov O.M., Ugrimov S.V. Stress-strain assessment for laminated aircraft cockpit windows at static and dynamic load. *Strength of Materials*. 2018. Vol. 50. P. 868–873. <https://doi.org/10.1007/s11223-019-00033-4>

3. Сметанкіна Н.В., Угрімов С.В. Аналіз міцності багатошарового скління літальних апаратів при високошвидкісному ударному навантаженні. *Прикладні питання математичного моделювання*. 2019. Т. 2. № 1. С. 112–122. <https://doi.org/10.32782/2618-0340-2019-3-9>

4. Родічев Ю.М., Сметанкіна Н.В., Угрімов С.В. Розробка перспективних композицій скла для військово-транспортних літаків типу «АН». *Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів: збірник тез доповідей VIII Всеукраїнської науково-практичної конференції* (Харків, 31 жовтня 2019 р.) Харків: Нац. академія Національної гвардії України, 2019. С. 180–182.

5. Сметанкіна Н.В., Угрімов С.В. Аналіз міцності багатошарових стекол літаків з урахуванням їх птахо- та кулестійкості. Проблеми координації воєнно-технічної та оборонно-промислової політики в Україні. *Перспективи розвитку озброєння та військової техніки: тези доповідей на VII науково-технічній конференції* (Київ, 09–10 жовтня 2019 р.). Київ: Центральний науково-дослідний інститут озброєння та військової техніки Збройних Сил України, 2019. С. 400–401.

УДК 620

Е.Б. Сорока, д-р техн. наук, ст. науч. сотр.

Ю.М. Родичев, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.

А.А. Шабета

Институт проблем прочности имени Г.С. Писаренко НАН Украины
(Киев, Украина, rym40a@gmail.com)

ПРОЧНОСТЬ И ДЕФЕКТНОСТЬ ЛИСТОВОГО СТЕКЛА, УПРОЧНЕННОГО ИОННЫМ ОБМЕНОМ

Химически упрочненное стекло, полученное методом ионного обмена (ИО-стекло), несмотря на высокую стоимость процесса упрочнения, получает все большее применение. Возможность упрочнять тонкие стекла сделала этот метод незаменимым при производстве экранов, планшетов, мобильных телефонов. Основное промышленное применение ИО-стекол – остекление летательных аппаратов, высокоскоростных железнодорожных составов, бронезащитных элементов [1–4]. Применение такого стекла для несущих светопрозрачных элементов архитектурных сооружений – тенденция современной строительной индустрии [5].

Целью работы была экспериментально-расчетная оценка прочности листового флоат стекла, упрочненного методом ионного обмена, при статическом изгибе с учетом влияния статистической неоднородности источников разрушения – дефектов типа микротрещин его поверхностного трещиноватого слоя и параметров остаточных напряжений сжатия в модифицированном слое.

Величина остаточных напряжений сжатия на поверхности стекла при ионном обмене значительно превышает остаточные напряжения при термическом упрочнении [1, 5]. Таким образом, за счет ионного обмена может быть достигнут значительно больший эффект упрочнения изделий (рис. 1, а).

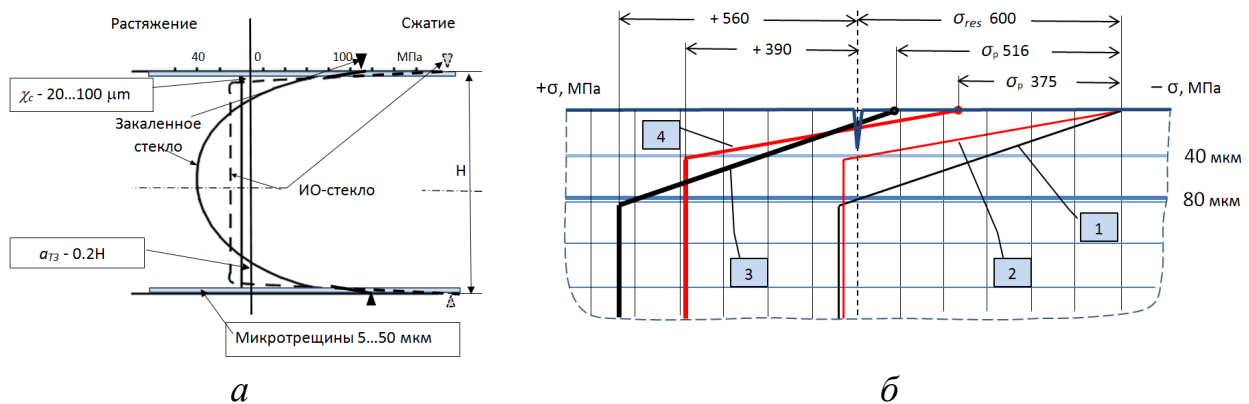


Рис. 1. Особенности распределения исходных и предельных напряжений в ИО-стекле

Однако глубина ионно-обменного слоя значительно меньше, чем глубина упрочненного слоя при термообработке и ниже уровень остаточных напряжений растяжения. По данным [5], изделия из ИО-стекла на ведущих зарубежных промышленных предприятиях имеют глубину ионно-обменного слоя до 40 мкм. Перспективные технологии обеспечивают его толщину до 80 мкм [1]. Вместе с тем, показано [6, 7], что при исследовании образцов флоат стекла значительных размеров, а также при испытании на поперечный изгиб образцов в вертикальном положении, когда в зону нагружения попадают все виды дефектов, выборки результатов испытаний могут содержать низкие величины предела прочности 30...60 МПа, соответствующие крупным исходным дефектам стекла типа полуэллиптических микротрещин глубиной 100...30 мкм. Такие дефекты являются статистически маловероятными, однако могут привести к значительной или полной утрате эффекта упрочнения при эксплуатации. Поэтому актуальной проблемой расширения сферы применения упрочненного ионным обменом стекла (ИО-стекло) является исследование закономерностей его конструкционной прочности и эффективности упрочнения несущих конструкций с учетом дефектности трещиноватого поверхностного слоя стекла и его сопоставимости с толщиной тонкого слоя остаточных напряжений сжатия.

Рассмотрены закономерности распределения остаточных напряжений по толщине ИО-стекла, которые значительно отличаются закаленных изделий. Глубина слоя с остаточными напряжениями сжатия для закаленного стекла $a_{ТЗ}$ (рис. 1, a – сплошная параболическая кривая) составляет 20% от толщины стекла H . Глубина этого слоя для ИО-стекла (пунктирная линия) значительно меньше – 20...100 мкм. Максимальные остаточные растягивающие напряжения во внутренних слоях термически упрочненного стекла составляют 50% от максимального уровня напряжений сжатия на поверхности. В закаленном стекле они достигают 50...70 МПа, что приводит к разрушению конструктивных элементов с образованием мелких осколков и потере несущей способности конструкций. При отсутствии внешней нагрузки в элементах из ИО-стекла уровень внутренних напряжений растяжения намного меньше (на рис. 1, a менее 20 МПа). При контактном нагружении повреждение модифицированного слоя индентором Роквелла происходит при нагрузке в 1...2 раза выше, чем для исходного стекла, но меньшей, чем для закаленного стекла (рис. 2). При этом эффект упрочнения утрачивается и при изгибе изделия разрушаются подобно исходному стеклу с образованием крупных осколков, что позволяет увеличить сопротивление и обеспечить безопасность многослойных конструкций типа пластин на закритической стадии нагружения. Однако, при оценке их предельного состояния в условиях действия бокового давления или других нагрузок, когда растягивающие внутренние напряжения достигают 300...600 МПа (рис. 1, b), разрушение структурных элементов из ИО-стекла в слоистых композитах характеризуется мелкой фрагментацией и может привести к полной потере несущей способности конструкции.

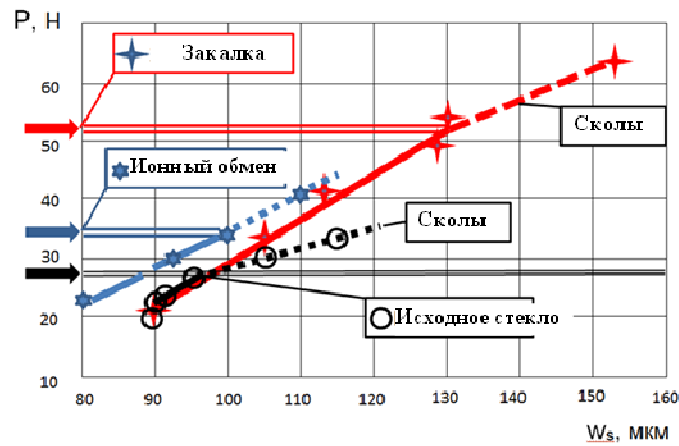


Рис. 2. Характер повреждения исходного, термоупрочненного и ИО-стекла при царапании индентором Роквелла

С использованием модели, предполагающей линейное распределение напряжений сжатия σ^{res} в модифицированном слое ИО-стекла [1], рассмотрены закономерности прочности при изгибе σ^{cs} на основе уравнения

$$\sigma^{cs} = \frac{K_{ICa}}{Y\sqrt{c}} + \sigma^{res} \left(1 - \frac{2c}{\pi x_c} \right), \text{ при } c < x_c,$$

где K_{ICa} – коэффициент интенсивности напряжений стекла перед операцией ионного обмена, Y – геометрический параметр критической трещины, c – глубина трещины и x_c – толщина модифицированного слоя.

На рис. 3 приведены расчетные зависимости предела прочности на осесимметричный изгиб ИО-стекла с напряжениями $\sigma^{res}=600$ МПа и толщиной ионно-обменного слоя $x_c = 40$ мкм от соотношения c/x_c .

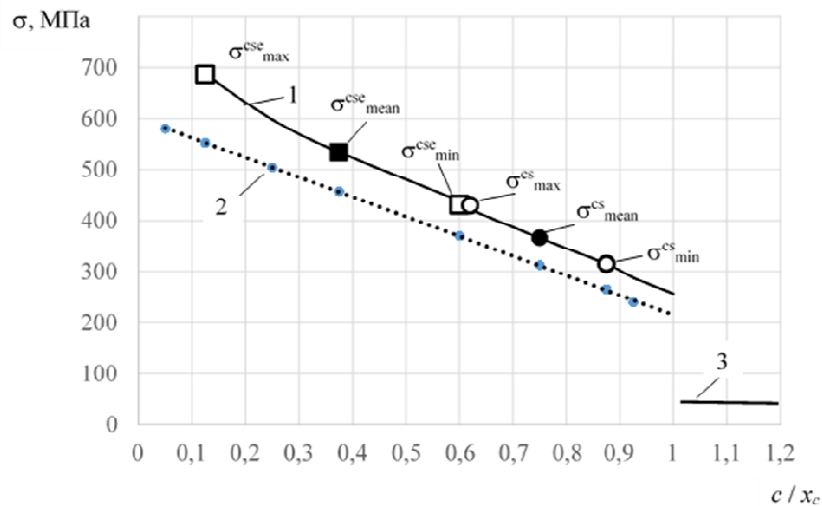


Рис. 3. Зависимости предела прочности ИО-стекла при изгибе –1 и «эффекта упрочнения» –2 от соотношения c/x_c при остаточных напряжениях сжатия $\sigma^{res}=600$ МПа и глубине модифицированного слоя 40 мкм

Линейная зависимость «эффекта упрочнения», определяемого как $\sigma^{res} \left(1 - \frac{2c}{\pi x_c} \right)$, дана пунктиром. Прямая 3 показывает опасность наличия

технологического или эксплуатационного дефекта типа трещины с глубиной больше x_c . Таким образом, при отсутствии надежного контроля дефектов поверхности возникают условия, когда реальная величина предела прочности изделия из ИО-стекла может оказаться намного меньше заданного проектного уровня прочности и быть сопоставимой с прочностью исходного стекла.

На график нанесены точки, соответствующие минимальному $\sigma_{\min}^{cs}$, $\sigma_{\min}^{cse}$, среднему $\sigma_{\text{mean}}^{cs}$, $\sigma_{\text{mean}}^{cse}$ и максимальному $\sigma_{\max}^{cs}$, $\sigma_{\max}^{cse}$ значению прочности на изгиб по результатам испытаний стекла Pilkington Optiwhite толщиной 10 мм (объем выборок по 20 образцов), модифицированного ионным обменом и ионным обменом с предварительным травлением. Как показывают результаты, предварительное травление стекла уменьшает глубину дефектов поверхностного слоя, что приводит к существенному повышению прочности стекла, упрочненного комбинированной обработкой. Оценка глубины микротрещин по данным расчетных оценок при $x_c = 40$ мкм и $\sigma^{res} = 600$ МПа для образцов из упрочненного стекла с комбинированным упрочнением показывает, что для получения заметного эффекта такого упрочнения достаточно применение режимов неглубокого травления, обеспечивающих уменьшение глубины микротрещин за счет травления до 5...25 мкм.

Полученные результаты могут быть использованы для прогнозирования предела прочности и несущей способности при изгибе элементов конструкций из ИО-стекла и упрочненного комбинациями ионного обмена с технологией травления. При условии внедрения надлежащего контроля дефектности и прочности образцов моделей и реальных конструктивных элементов освоены технологии и разработанный подход позволяют повысить эффективность светопрозрачных изделий с учетом их назначения и особенностей условий.

1. Rene G. Ion exchange for glass strengthening. *Materials Science and Engineering B*. 2008. Vol. 149. P. 159–165. <https://doi.org/10.1016/j.mseb.2007.11.029>
2. Green G.D. Compressive surface strengthening of brittle materials by a residual stress distribution. *J. American Ceramic Society*. 1983. Vol. 66. No. 11. P. 807–810. <https://doi.org/10.1111/j.1151-2916.1983.tb10567.x>
3. Sglavo V.M. Chemical Strengthening of Soda Lime Silicate Float Glass: Effect of Small Differences in the KNO₃ Bath. *International Journal of Applied Glass Science*. 2015. Vol. 6. No. 1. P. 73–82. <https://doi.org/10.1111/ijag.12101>
4. Mazzoldi P., Carturan S., Quaranta A., Sada C. Ion exchange process: History, evolution and applications. *Rivista del nuovo cemento*. 2013. Vol. 36. No. 9. P. 397–450.
5. Mognato E., Schiavonato M., Barbieri A., Pittoni M. Process influences on mechanical strength of chemicalstrengthened glass. Challenging glass paper. *Glass Structures & Engineering*. 2016. No. 1. P. 247–260. <https://doi.org/10.1007/s40940-016-0019-0>
6. Veer F.A., Louter P.C., Bos F.P. The strength of architectural glass. Proc. of Challenging glass 1. Conference on Architectural and Structural Applications of glass–2008. TU Delft, Netherlands, 2008. P. 419–428.
7. Veer F.A., Rodichev Yu.M. The structural strength of glass; hidden damage. *Проблемы прочности*. 2011. № 3. С. 93–109. <https://doi.org/10.1007/s11223-011-9298-5>

УДК 539. 374

Н.Н. Тормахов, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.

*Институт механики им. С.П. Тимошенко НАН Украины
(Киев, Украина, n.n.tormakhov@rambler.ru)*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЕФОРМАЦИЙ ТОНКОСТЕННЫХ ТРУБЧАТЫХ ОБРАЗЦОВ ИЗ ПОЛУХРУПКИХ МАТЕРИАЛОВ С УЧЕТОМ ИХ РАЗРЫХЛЕНИЯ

Введение

Полухрупкие материалы хрупко разрушаются при небольших пластических деформациях и представляют собой особый класс материалов. Если у пластичных материалов за пределами упругости наблюдается нелинейное и необратимое изменение формы и линейное упругое изменение объема, то у полухрупких материалов как форма, так и объем изменяются необратимо и нелинейно. К полухрупким материалам можно отнести бетон, чугун, графит, некоторые легкие сплавы, порошковые сплавы и керамику [1]. Изучение свойств этих материалов при сложном напряженном состоянии производят в экспериментах с нагружением тонкостенных трубчатых образцов осевой силой и внутренним давлением [2]. В экспериментах с нагружением тонкостенных трубчатых образцов осевой силой и внутренним давлением возникают осевые, окружные и радиальные относительные деформации. Осевые деформации распределены по объему однородно, а окружные и радиальные деформации – неоднородно в радиальном направлении. Неоднородность деформированного состояния образца зависит от геометрии образца и от того, в пластическом или упругом состоянии он находится [3]. Чтобы упростить процесс обработки данных экспериментов, напряженно-деформированное состояние тонкостенных трубчатых образцов считают однородным и за деформированное состояние тонкостенного трубчатого образца принимают то его состояние, которое возникает на срединной поверхности рабочей части [3]. Осевые деформации определяют как отношение приращения базовой длины образца к ее длине до деформации. В силу недоступности среднего диаметра для его непосредственного измерения окружные и радиальные деформации трубчатого образца из пластичных материалов вычисляют косвенно, используя условие линейно-упругого изменения объема. Нелинейность изменения объема полухрупких материалов в процессе нагружения за пределами упругости не позволяет использовать условие линейно-упругого изменения объема при обработке результатов экспериментов с трубчатыми образцами из полухрупких материалов.

Цель работы

Разработать методику определения деформаций в экспериментах с нагружением тонкостенных трубчатых образцов из полухрупких материалов осевой силой и внутренним давлением с учетом их разрыхления.

Результаты

Обозначим осевые, окружные и радиальные деформации, соответственно, символами ε_z , ε_θ , ε_r . До деформации наружный диаметр образца равен D , а в результате деформирования получил приращение ΔD стал $(D + \Delta D)$. Срединная поверхность стенки образца толщиной h до деформирования имела диаметр равный $(D - h)$. Предположим, что радиальные деформации ε_r по толщине стенки образца распределены равномерно. Диаметр срединной поверхности стенки образца после деформирования будет $[D + \Delta D - h(1 + \varepsilon_r)]$, а окружные деформации ε_θ на его срединной поверхности

$$\varepsilon_\theta = \frac{\Delta D - h\varepsilon_r}{D - h} = \varepsilon_{\theta 1} - \frac{h\varepsilon_r}{D - h}, \quad (1)$$

где $\varepsilon_{\theta 1} = \frac{\Delta D}{D - h}$ – отношение приращения наружного диаметра образца к величине среднего диаметра до деформации.

Первый инвариант тензора малых деформаций $I_{1\varepsilon}$, выражающий относительное изменение объема равен сумме составляющих, которые вызваны его разрыхлением $I_{1\varepsilon p}$ и упругим деформированием $I_{1\varepsilon y}$

$$I_{1\varepsilon} = I_{1\varepsilon p} + I_{1\varepsilon y} = \varepsilon_z + \varepsilon_\theta + \varepsilon_r. \quad (2)$$

Согласно В. В. Новожилову [4], составляющая первого инварианта тензора деформаций, отвечающая за разрыхление материала $I_{1\varepsilon p}$, должна быть пропорциональна величине интенсивности необратимой составляющей деформаций ε_{ip} с коэффициентом пропорциональности F

$$I_{1\varepsilon p} = F\varepsilon_{ip}, \quad (3)$$

Интенсивность необратимой составляющей деформаций ε_{ip} равна разности интенсивностей полных $\varepsilon_i = \left(\frac{2}{3}(2\varepsilon_i - \varepsilon_j - \varepsilon_k)(2\varepsilon_i - \varepsilon_j - \varepsilon_k)\right)^{0.5}$, и упругих $\varepsilon_{ie} = \frac{2(1+\nu)\sigma_i}{3E}$ деформаций

$$\varepsilon_{ip} = \varepsilon_i - \varepsilon_{ie} = \left(\frac{2}{3}(2\varepsilon_i - \varepsilon_j - \varepsilon_k)(2\varepsilon_i - \varepsilon_j - \varepsilon_k)\right)^{0.5} - \frac{2(1+\nu)\sigma_i}{3E} \quad (4)$$

Составляющая первого инварианта тензора деформаций $I_{1\varepsilon y}$, описывающая упругое изменение объема материала равна

$$I_{1\epsilon y} = \frac{3(1-2\nu)\sigma_0}{E} \quad (5)$$

На рис. 1 показана зависимость необратимой составляющей первого инварианта тензора деформаций $I_{1\epsilon p}$ от интенсивности необратимых деформаций ϵ_{ip} для серого чугуна при температурах 293, 173 и 93 °К [5]. Эти графики получены в экспериментах на сжатие и растяжение, когда все деформации распределены однородно, и изменение объема можно определить, измеряя длину и наружный диаметр трубчатого образца. Квадратиками показаны результаты эксперимента для растяжения, а крестиками – для сжатия.

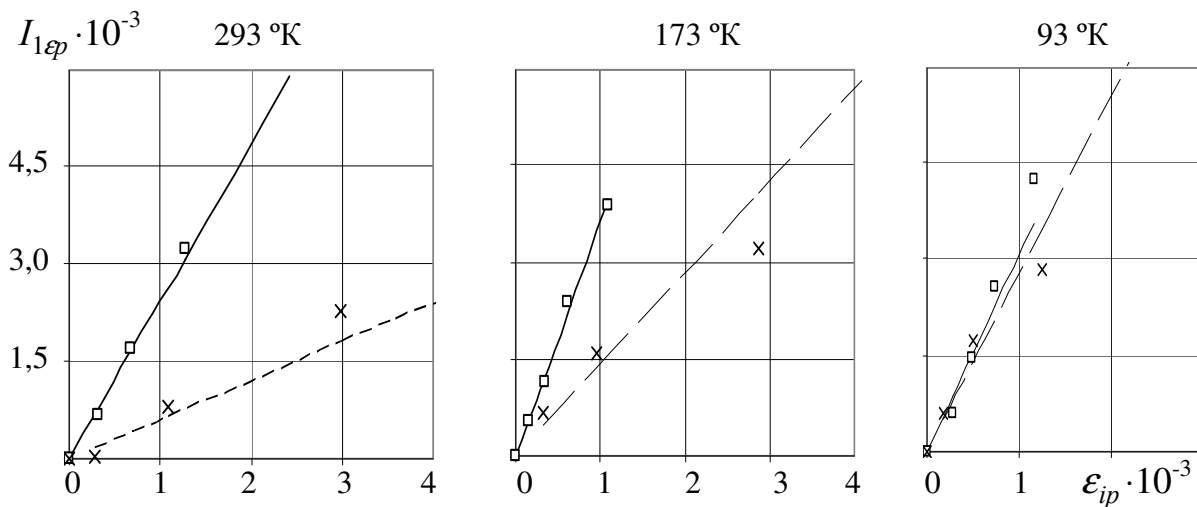


Рис. 1

Из графиков, представленных на рис.1, можно видеть, что необратимая составляющая первого инварианта тензора деформаций $I_{1\epsilon p}$ возрастает с ростом интенсивности необратимых деформаций ϵ_{ip} и эта зависимость близка к линейной. Видно, что коэффициент F зависит от температуры T и вида напряженного состояния. В качестве параметра вида напряженного состояния примем параметр жесткости нагружения k_0 – отношение шарового тензора напряжений $\sigma_0 = \sigma_{ii}/3$ к интенсивности напряжений $\sigma_i = (\frac{3}{2}s_{ij}s_{ij})^{0.5}$

$$k_0 = \sigma_0 / \sigma_i. \quad (6)$$

По данным экспериментов [5] с помощью метода наименьших квадратов было получено уравнение регрессии для зависимости $F(T, k_0)$, которое имеет следующий вид:

$$F(T, k_0) = A T^2 k_0 + B T k_0 + C k_0 + D T^2 + G T + H, \quad (7)$$

где A, B, C, D, G, H – постоянные коэффициенты, величины которых представлены в табл. 1.

Таблица 1. Величины постоянных коэффициентов в уравнении (7)

	$A, \text{град}^{-2}$	$B, \text{град}^{-1}$	C	$D, \text{град}^{-2}$	$G, \text{град}^{-1}$	H
Величина	$-6,64 \cdot 10^{-5}$	$2,94 \cdot 10^{-2}$	-2,01	$5,68 \cdot 10^{-6}$	$-3,21 \cdot 10^{-3}$	1,23

Сплошной линией на рисунках показана зависимость (5) с функцией (7) влияния температуры T и параметра k_0 на разрыхление материала для одноосного растяжения ($k_0 = 0,33$), а штриховой – та же зависимость для сжатия ($k_0 = -0,33$),

Подставляя в (2) выражения (3)–(5) мы получаем неявное иррациональное уравнение, которое можно решить относительно радиальной деформации ϵ_r :

$$\left[(F(k_0, T) \{ 2[(\epsilon_r - \epsilon_z)^2 + (\epsilon_z - \epsilon_{\theta 1} + \frac{h\epsilon_r}{D-h})^2 + (\epsilon_{\theta 1} - \frac{h\epsilon_r}{D-h} - \epsilon_r)^2] \}^{0.5} - \right. \\ \left. - \frac{2(1+\nu)\sigma_i}{3E} + \frac{3(1-2\nu)\sigma_0}{E} = \epsilon_z + \epsilon_{\theta 1} - \frac{h\epsilon_r}{D-h} + \epsilon_r \right] \quad (8)$$

Подставив результат определения деформации ϵ_r в уравнение (1), получаем окружную деформацию ϵ_θ на срединной поверхности образца [6].

Выводы

Предложена методика определения деформаций в экспериментах с нагружением тонкостенных трубчатых образцов осевой силой и внутренним давлением с учетом их разрыхления, позволяющая определить механические свойства полухрупких материалов при сложном напряженном состоянии.

1. Золочевский А.А., Склепус А.Н., Склепус С.Н. Нелинейная механика деформируемого твердого тела. Харьков, 2011. 719 с.

2. Тормахов Н.Н. Деформации в опытах с нагружением трубчатых образцов внутренним давлением. Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта: праці XX міжнародної науково-технічної конференції (Київ–Херсон, 10–13 вересня 2019 р.), 2019. С. 26–29.

3. Тормахов Н.Н. Напряжения в экспериментах с нагружением трубчатых образцов внутренним давлением. *Заводская лаборатория* (В печати).

4. Новожилов В.В. О связи между напряжениями и деформациями в нелинейно упругой среде. *Прикладная математика и механика*. 1951. XV. Вып. 2. С. 183–194.

5. Ковальчук Б.И., Лебедев А.А. Деформационные свойства серого чугуна при плоском напряженном состоянии в условиях низких температур. *Проблемы прочности*. 1970. № 7. С. 9–13.

6. Тормахов Н.Н. Спосіб випробовування трубчастих зразків з напівхрупких матеріалів. Деклараційний патент на корисну модель № UA № 140072. МПК (2018.01) G 01N 3/00, G 01N 3/08, Промислова власність, 10. 02. 2020, бюл. № 3/2020. 4 с.

УДК 539.3

С.В. Угрімов, д-р техн. наук, ст. наук. співроб.

Н.В. Сметанкіна, д-р техн. наук, ст. наук. співроб.

О.В. Кравченко, д-р техн. наук, ст. наук. співроб.

В.Г. Ярещенко, канд. техн. наук, ст. наук. співроб.

*Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України
(Харків, Україна, nsmetankina@ukr.net, sugrimov@ipmach.kharkov.ua)*

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ НЕСТАЦІОНАРНОГО ДЕФОРМУВАННЯ ШАРУВАТИХ КОМПОЗИТНИХ СТРУКТУР ПРИ НИЗЬКО- ТА СЕРЕДНЬОШВИДКІСНОМУ УДАРІ

В аерокосмічній техніці, судно- та автомобілебудуванні широко використовуються тонкостінні шаруваті конструкції із композитних матеріалів. Вони працюють в умовах дії як стаціонарних, так і нестаціонарних силових навантажень. Динамічні навантаження спостерігаються на експлуатаційних режимах роботи, а також у деяких аварійних ситуаціях. Такі навантаження виникають при різноманітних вибухах, при зіткненні літака із птахом, при ударі шматком шини по композитному крилу літака, при ударі по композитній кабіні електровоза предметами, які було викинуто із зустрічного потягу, тощо. Це практично важливі питання, що враховуються при проектуванні композитних елементів конструкцій.

Особливу небезпеку для тонких шаруватих конструкцій представляє поперечний удар твердим тілом. Локалізований інтенсивний вплив твердим тілом може привести до руйнування матриці, пошкодження волокон і розшарування конструкції. Саме тому теоретичним і експериментальним методам аналізу напружено-деформованого стану тонкостінних композитних конструкцій при ударному навантаженні приділяється особлива увага. Складність теоретичного аналізу процесів деформування таких конструкцій обумовлена тим, що контактна сила та область взаємодії тіл заздалегідь невідомі і змінюються за часом. Ці параметри повинні визначатися у ході розв'язання самої задачі. Крім того, досить часто ударні навантаження – це істотно локалізовані у просторі і часі навантаження. При ударі в композиті збуджується широкий спектр коливань із різними частотами, що накладає додаткові вимоги до застосовуваної математичної моделі конструкції. Це також ускладнює проведення й експериментальних досліджень. Для реєстрації таких коливань необхідна апаратура, що дозволяє реєструвати необхідний спектр коливань з урахуванням умов теореми Котельникова. У зв'язку зі складністю і досить значною вартістю такої апаратури існує обмежена кількість робіт, присвячених експериментальним дослідженням процесів нестаціонарного деформування композитних конструкцій при ударі, особливо при середньо- та високошвидкісному, коли, крім апаратури для реєстрації деформацій, необхідні ще пристрої для метання та спеціальні бокси для випробувань.

У роботі запропоновано методику проведення теоретичного й експериментального дослідження напружено-деформованого стану шаруватих композитів при ударі твердим тілом. Розрахункова модель шаруватого композита ґрунтується на узагальненій теорії багатошарових конструкцій, яка дозволяє врахувати усі компоненти тензорів деформацій і напружень у шарах та нелінійний характер їх розподілу вздовж товщини [1]. Ця дискретно-структурна модель дозволяє з високою точністю дослідити напружено-деформований стан шаруватих композитів при локалізованих нестационарних навантаженнях. Переміщення точки i -го шару описуються наступними кінематичними залежностями

$$u_v^i(x_1, x_2, x_3, t) = u_v + \sum_{k=1}^K \left[\sum_{j=1}^{i-1} h_j^k u_{vk}^j + (x_3 - \delta_{i-1})^k u_{vk}^i \right], \quad v = 1, 2,$$

$$u_3^i(x_1, x_2, x_3, t) = u_3 + \sum_{\ell=1}^L \left[\sum_{j=1}^{i-1} h_j^\ell u_{3\ell}^j + (x_3 - \delta_{i-1})^\ell u_{3\ell}^i \right],$$

де u_α^i ($\alpha = \overline{1,3}$) – переміщення точки i -го шару у напрямку осі Ox_α ; $u_\alpha, u_{\alpha k}^i$ – коефіцієнти розвинення переміщень у степеневі ряди, які є функціями координат x_1, x_2 та часу t ; K, L – максимальні степені поперечної координати для площинних ($\alpha = 1, 2$) і поперечних ($\alpha = 3$) переміщень точок i -го шару, які вибираються залежно від необхідної точності; h_i – товщина i -го шару, $h_j^k = (h_j)^k$; δ_{i-1} – сума товщин шарів, розташованих вище i -го шару, $\delta_{i-1} = \sum_{l=1}^{i-1} h_l$.

Рівняння руху композита доповнюється рівнянням руху індентора та умовою сумісності переміщень з урахуванням контактної зближення тіл [1-3]. Контактне зближення визначається за класичним законом Герца ($a=kP^{2/3}$), а також його модифікації, що була запропонована Т. М. Tan і С. Т. Sun [4]

$$F = \begin{cases} k\alpha^{2/3} & \text{на етапі зростання навантаження} \\ F_m \left(\frac{\alpha - \alpha_0}{\alpha_m - \alpha_0} \right) & \text{на етапі розвантаження} \end{cases},$$

$$\alpha_0 = \begin{cases} \beta(\alpha_m - \alpha_{cr}), & \text{якщо } \alpha_m > \alpha_{cr} \\ 0, & \text{якщо } \alpha_m \leq \alpha_{cr} \end{cases},$$

де F_m – максимальне значення контактної сили; α_m – максимальне зминання; α_0 – глибина залишкового проникнення. Параметри k, β повинні вибиратися за результатами експерименту.

Результати розрахунку порівнюються із даними, отриманими іншими дослідниками для випадку низькошвидкісного удару, а також із експериментальними даними, отриманими власноруч при середньошвидкісному ударі по композитних панелях.

На рис. 1 наведено зміну за часом контактної сили та прогинів у десятишаровому композиті симетричної будови $(0^0/90^0/0^0/90^0/0^0)_s$ при

ударі сталеву кулею діаметром 12,7 мм і масою 8,5 г із початковою швидкістю 3 м/с [5, 6]. Суцільною лінією показаний аналітичний розв'язок двовимірної задачі [5], точками – розв'язок МСЕ [5, 6], пунктиром – розв'язок по узагальненій моделі. З рисунка видно, що на досліджуваному інтервалі після відскоку спостерігається повторне зіткнення, а результати розрахунків по запропонованій теорії добре узгоджуються з відомими розв'язками.

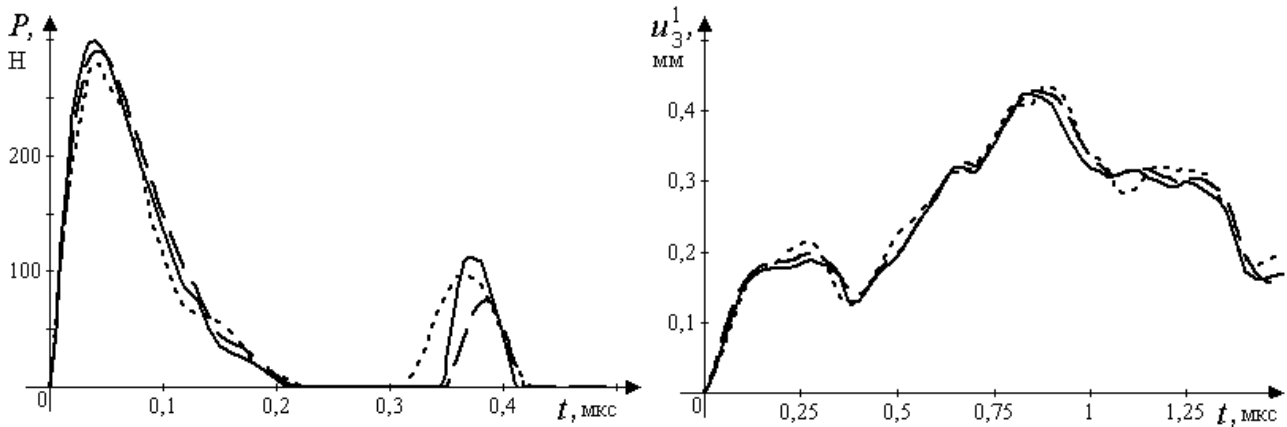


Рис. 1. Зміна контактної сили та прогинів у часі

Для експериментального дослідження використовувався випробувальний стенд Інституту проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України. Схему експериментальної установки наведено на рис. 2. Тут цифрою 1 позначено ствол гармати, 2 – індентор, 3 – композитну пластину, 4 – крешер, 5 – опорну раму, 6 – притискну планку, 7 – гумові прокладки, 8 – опорну плиту. Для метання застосовувалася пневматична гармата (рис. 3) із стволом діаметром 125 мм і довжиною 4000 мм. Вимірювання швидкості проводилося шляхом фіксації часу між розривом двох дротиків діаметром 0,3 мм, розташованих за зрізом каналу ствола на відстані 100 мм один від одного. Замір часу проводився за допомогою аналого-цифрового перетворювача Е 20-10.

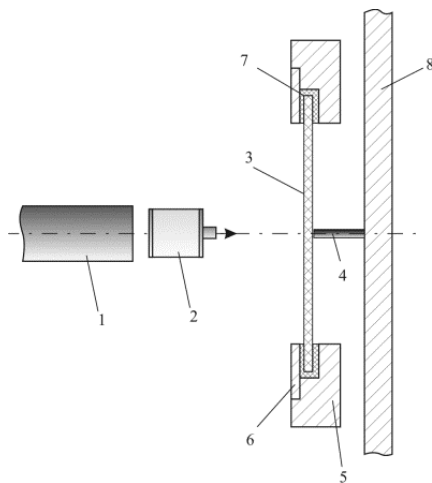


Рис 2. Схема установки



Рис. 3. Пневматична гармата

Для вимірювання деформацій композита застосовується метод динамічного широкосмугового тензометрування, використовувалася

тензостанція із тактовою частотою 1 МГц. Малобазні тездатчики наклеювалися на тильну поверхню композита. Крім того, за зразком для випробувань встановлювався пластиліновий крешер для фіксації максимального прогину конструкції. Дослідні зразки композита закріплювалися в спеціальному герметичному боксі, перпендикулярно напрямку руху снаряда.

Для метання застосовувався снаряд масою 600 г із головною частиною у виді циліндра діаметром 20 мм. Головну частину індентора виготовлено із алюмінію, її масу, радіус та форму можна обирати в залежності від цілей дослідження. Вона жорстко фіксується на пижі, що виготовлено із пенопласту, посиленого двома дисками

Проведено розрахунково-експериментальне дослідження склопластикових зразків розміром 500х500 мм, що складалися із 11 шарів (один лицьовий шар, два шари скломатів різної щільності та вісім шарів склотканини) при ударі зі швидкостями 106, 97 і 84 м/с. Орієнтація шарів поздовжньо-поперечна. У табл. 1 наведені результати чисельних і експериментальних досліджень максимального прогину склопластику при ударі.

Таблиця 1. Максимальний прогин композита при середньошвидкісному ударі

Швидкість, м/с	Прогин, мм	
	Теорія	Експеримент
84	83,1	80
97	97,2	102
106	104,9	107

Встановлено, що розбіжність між розрахунковими й експериментальними максимальними значеннями прогинів не перевищила 5 %, що підтвердило працездатність запропонованої розрахункової методики.

Розроблений підхід може бути використаний для дослідження міцності композитних структур та властивостей композитних матеріалів при високошвидкісному ударному навантаженні в авіаційному та транспортному машинобудуванні.

1. Ugrimov S.V., Shupikov A.N. Layered orthotropic plates. Generalized theory. *Composite Structures*. 2015. Vol. 129(1). P. 224–235. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2015.04.004>
2. Smetankina N.V., Shupikov A.N., Sotrikhin S.Yu., Yareschenko V.G. A noncanonically-shape laminated plate subjected to impact loading. Theory and experiment. *J. of Applied Mechanics*. 2008. Vol 75(5). P. 051004-1–051004-9. <https://doi.org/10.1115/1.2936925>
3. Shupikov A.N., Ugrimov S.V., Kolodiazhny A.V., Yareschenko V.G. High-order theory of multilayer plates. The impact problem. *Intern. J. of Solids and Structures*. 1998. Vol. 35 (25). P. 3391–3404. [https://doi.org/10.1016/S0020-7683\(98\)00020-1](https://doi.org/10.1016/S0020-7683(98)00020-1)
4. Sun C.T., Chen J.K. On the impact of initially stressed composite laminates. *J. of Composite Materials*. 1985. Vol. 19. P. 490–504. <https://doi.org/10.1177/002199838501900601>
5. Pierson M.O., Vaziri R. Analytical solution for low-velocity impact response of composite plates. *AIAA J.* 1996. Vol. 34 (8). P. 1633–1640. <https://doi.org/10.2514/3.13282>
6. Nosier A., Kapania R.P., Reddy J.N. Low-velocity impact of laminated composites using a layerwise theory. *Comp. Mech.* 1994. Vol. 13. P. 360–379. <https://doi.org/10.1007/BF00512589>

УДК 539.42; 539.536

В.В. Хворостяний, канд. техн. наук

*Институт проблем прочности имени Г.С. Писаренко НАН Украины
(Киев, Украина, plt2002@ukr.net)*

ПАРАМЕТР «ПРОЧНОСТИ КРОМКИ» ПРИ ЗАДАННОМ УРОВНЕ КРАЕВОГО ПОВРЕЖДЕНИЯ КЕРАМИКИ И ЕГО СВЯЗЬ С МЕХАНИЧЕСКИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

При эксплуатации деталей машин и технических изделий из керамики их кромки рассматриваются как наиболее уязвимые к повреждениям, которые могут привести к снижению их прочности. Степень повреждаемости кромок керамических материалов при локальном нагружении индентором или пуансоном описывают с помощью величины характерного размера краевого разрушения образца – геометрического параметра скола кромки, получившего название расстояния разрушения L [1, 2]. Сопротивление материала скалыванию определяют как среднее значение отношения разрушающей нагрузки к расстоянию разрушения [2, 3]. Первоначально была предложена концепция «краевой вязкости» как мера сопротивления кромки разрушению, что определялась величиной тангенса угла наклона зависимости «разрушающая нагрузка – расстояние разрушения» [4, 5]. При этом была показана для различных хрупких и квазихрупких материалов приемлемость использования линейной аппроксимации результатов их испытаний на скалывание. Линейная корреляция указанных величин показана в исследованиях керамических режущих инструментов [6].

Особый подход при анализе экспериментальных данных скалывания стоматологической керамики был реализован в работах Дж. Квинна и др. (G.D. Quinn et al) [7], Д. Уоттса и др. (D. Watts et al) [8]. В них была предложена характеристика «прочности кромки» («edge strength») $S_E(0,5)$, которая определялась как усилие, необходимое для образования краевого скола при нормированном расстоянии внедрения индентора от кромки, равном 0,5 мм. Авторы полагали, что введенная характеристика может быть полезной в качестве сравнительной оценки краевой локальной прочности хрупких материалов.

При исследовании механического поведения керамических материалов при локальном краевом нагружении с использованием метода царапания индентором Роквелла поверхности образца до скалывания его кромки (S+EF метод) [2, 9], идея «прочности кромки» была применена при анализе полученных результатов. Был предложен аналогичный параметр, названный P_{ef} , обозначающий величину требуемой нагрузки, приложенной к индентору для скалывания кромки материала при заданном уровне краевого повреждения. В отличие от исследований [7, 8], расстояние L внедрения индентора от кромки было выбрано равным 0,4 мм. Учитывалось, что в испытаниях на краевое

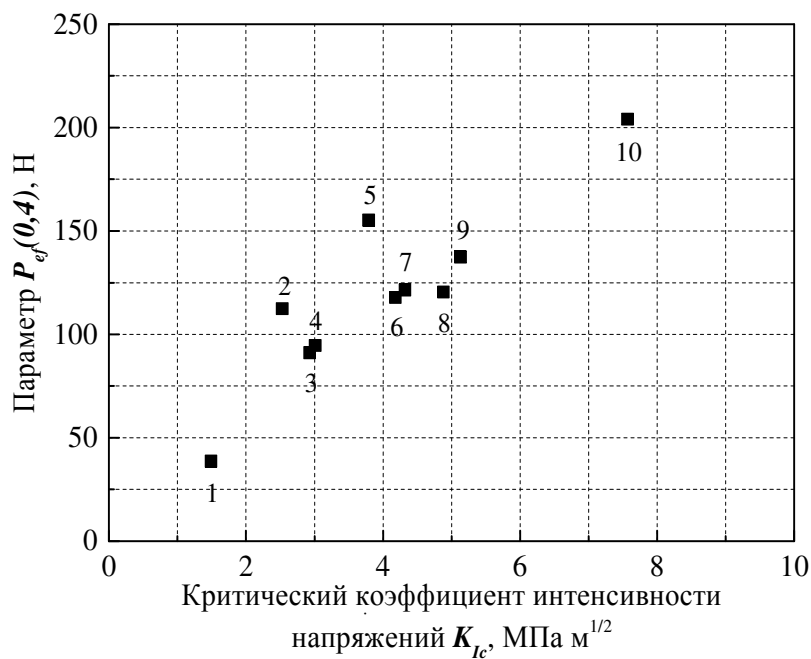
скалывание происходит изменение напряженно-деформированного состояния, характера и кинетики разрушения, а также уменьшение влияния краевого эффекта при увеличении величины расстояния разрушения и достижении им значения $L=0,400\dots0,450$ мм [10]. Выяснено, что использование характеристики $S_E(0,5)$ может быть не всегда возможным с точки зрения выполнения экспериментов некоторыми типами инденторов (в том числе индентором Роквелла) на материалах с высоким уровнем трещиностойкости и твердости [11]. При этом следует учитывать, что при малых нагрузках для некоторых керамик тенденция зависимости «разрушающая нагрузка – расстояние разрушения» отличается от линейной [5]. Поэтому для результатов испытаний S+EF методом рекомендован параметр «прочности кромки» $P_{ef}(0,4)$.

Традиционное представление экспериментальных данных на начальном этапе их анализа в исследованиях повреждаемости и сопротивления разрушению хрупких материалов при локальном краевом нагружении, заключалось в построении так называемых диаграмм разрушения материалов в виде зависимостей величины расстояния разрушения L от разрушающей нагрузки P_f [2, 5, 9]. На диаграммах применены линейные аппроксимации результатов испытаний. Оперирование коэффициентами уравнения аппроксимации $P_f=a+b\cdot L$ дает возможность вычислить при заданном уровне параметра повреждаемости L значение величины нагрузки P_f . Следовательно, для ряда современной керамики, методика и результаты испытаний которой приведены в [9], можно определить значения параметра «прочности кромки» $P_{ef}(0,4)$ (табл. 1). При этом следует отметить, что устойчивость взаимосвязи величин указанных зависимостей описывается линейным коэффициентом корреляции R^2 , который преимущественно равен 0,90 и больше, что соответствует данным работ [8, 12]. В публикациях зарубежных исследователей в случаях применения линейных аппроксимаций аналогичных зависимостей, коэффициент корреляции принимал значения $R^2=0,76$ и $R^2=0,63$ для оксид алюминиевой и нитрид кремниевой керамики соответственно [13], $R^2=0,86$ и $R^2=0,81$ для композиционного материала [7], $R^2=0,84$ для слоистого материала на основе оксида алюминия и диоксида циркония [14].

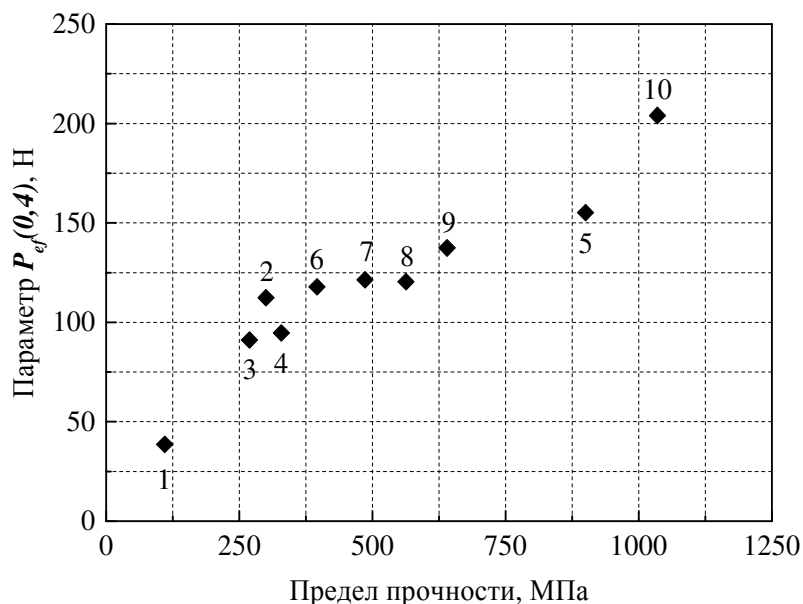
При сопоставлении параметра $P_{ef}(0,4)$ с традиционно используемой для оценки сопротивления материала разрушению в условиях скалывания кромки образца или технического изделия характеристикой F_{RS} , очевидной является прямо пропорциональная зависимость данных величин. На рис. 1 показаны общие закономерности изменения величины «прочности кромки» для изучаемых керамических материалов в зависимости от их механических характеристик – критического коэффициента интенсивности напряжений и предела прочности.

Таким образом, предложенный параметр локальной прочности кромки, определяемый по результатам испытаний керамики методом царапания индентором Роквелла поверхности образца до краевого скалывания, может рассматриваться в качестве удобной, простой, актуальной и перспективной оценки сопротивления материала. Он может быть использован для ранжирования керамики, позволяет улучшать технологию ее изготовления и

способы подготовки поверхностей и кромок готовых технических изделий, получать контрольные или аттестационные данные материалов, необходимые для решения задач повышения их работоспособности в сложных эксплуатационных условиях.



а



б

Рис. 1. Корреляционная зависимость параметра «прочности кромки» $P_{ef}(0,4)$ с трещиностойкостью K_{Ic} (а) и пределом прочности (б) керамических материалов (нумерация материалов на диаграммах и в таблице соответствует)

Таблица 1. Результаты исследования керамических материалов $S+EF$ методом

№	Керамика	Сопротивление разрушению F_{RS} , Н/мм *	Параметр «прочности кромки»	
			$P_{ef}(0,4)$, Н	R^2
1	Sc_2O_3	101±12	38,6	0,92
2	SiC HP	278±20	112,4	0,96
3	Al_2O_3 -1	226±31	91,1	0,84
4	Al_2O_3 -2	234±23	94,6	0,91
5	Y-TZP-1	331±26	155,2	0,96
6	Si_3N_4 -2	320±21	117,8	0,91
7	Si_3N_4 -1	347±42	121,4	0,70
8	TSE	299±28	120,5	0,89
9	SF-S-TS	284±34	137,4	0,92
10	Y-TZP-2	395±44	204,0	0,97

Примечание. * – данные, полученные в работе [9].

1. Petit F., Descamps P., Erauw J.P., Cambier F. Toughness (K_{Ic}) measurement by a sliding indentation method. *Key Engineering Mater.* 2002. Vol. 206–213. P. 629–632. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/KEM.206-213.629>

2. Gogotsi G.A., Galenko V.I., Mudrik S.P., Ozersky B.I., Khvorostyany V.V., Khristevich T.A. Fracture resistance estimation of elastic ceramics in edge flaking: EF baseline. *J. Europ. Ceram. Soc.* 2010. Vol. 30. P. 1223–1228. <https://doi.org/10.1016/j.jeurceramsoc.2009.12.002>

3. CEN/TS 834-9. Advanced technical ceramics – Mechanical properties of monolithic ceramics at room temperature – Part 9: Method of test for edge-chip resistance. CEN, 2010. 12 p.

4. McCormick N.J., Almond E.A. Edge flaking of brittle materials. *J. Hard Mater.* 1990. Vol. 1. P. 25–51.

5. Quinn J., Su L., Flanders L., Lloyd I. «Edge toughness» and material properties related to the machining of dental ceramics. *Mach. Sci. and Technol.* 2000. Vol. 4. P. 291–304. <https://doi.org/10.1080/10940340008945711>

6. Thouless M.D., Evans A.G., Ashby M.F., Hutchinson J.W. The edge cracking and spalling of brittle plates. *Acta Metall.* 1987. Vol. 35. P. 1333–1341. [https://doi.org/10.1016/0001-6160\(87\)90015-0](https://doi.org/10.1016/0001-6160(87)90015-0)

7. Quinn G.D. Edge chip testing of ceramics. *J. Am. Ceram. Soc. Bull.* 2013. Vol. 92. P. 24–28.

8. Watts D.C., Issa M., Ibrahim A., Wakiga J., Al-Samadani K., Al-Azraqi M., Silikas N. Edge strength of resin-composite margins. *Dental Mater.* 2008. Vol. 24. P. 129–133. <https://doi.org/10.1016/j.dental.2007.04.006>

9. Хворостяний В.В. Механическое поведение керамики и стекла при локальных разрушениях кромок образцов индентором Роквелла. *Проблемы прочности.* 2014. № 3. С. 106–115.

10. Batanova O.A., Gogotsi G.A., Matvienko Yu.G. Numerical modeling edge chipping tests of ceramics. *Eng. Fract. Mech.* 2014. Vol. 132. P. 38–46. <https://doi.org/10.1016/j.engfracmech.2014.10.014>

11. Axen N., Kahlman L., Hutchings I. Correlations between tangential force and damage mechanisms in the scratch testing of ceramics. *Tribology Int.* 1997. Vol. 30. P. 467–474. [https://doi.org/10.1016/S0301-679X\(97\)00009-1](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(97)00009-1)

12. Quinn J.B., Sundar V., Parry E.E., Quinn G.D. Comparison of edge chipping resistance of PFM and veneered zirconia specimens. *Dental Mater.* 2010. Vol. 26. P. 13–20. <https://doi.org/10.1016/j.dental.2009.08.005>

13. Morrell R., Gant A.J. Edge chipping of hard metals. *Int. J. Refract. Met. & Hard Mater.* 2001. Vol. 19. P. 293–301. [https://doi.org/10.1016/S0263-4368\(01\)00030-0](https://doi.org/10.1016/S0263-4368(01)00030-0)

14. Quinn G.D., Melandri C., De Portu G. Edge chipping resistance of alumina/zirconia laminates. *J. Am. Ceram. Soc.* 2013. Vol. 96. P. 2283–2291. <https://doi.org/10.1111/jace.12380>

УДК 539.3

Г.В. Цибаньов, д-р техн. наук, ст. наук. співроб.

*Інститут проблем міцності імені Г.С. Писаренка НАН України
(Київ, Україна, g.v.tsybanov@ipp.kiev.ua)*

ПІДСУМОВУВАННЯ ВТОМНИХ ПОШКОДЖЕНЬ В МЕТАЛАХ НА СТАДІЯХ ЗАРОДЖЕННЯ І РОСТУ ТРІЩИН

Оглядові статті з підсумовування втомних пошкоджень у металевих матеріалах дають обширну інформацію про розробки дослідників у цьому напрямку та застосування різних підходів при формулюванні розрахункових залежностей. При цьому використовуються вихідні дані у вигляді характеристик циклічної і статичної міцності і пластичності, а також тріщиностійкості матеріалів. У той же час відзначається відсутність універсального рішення з підсумовування втомних пошкоджень матеріалів, яке могло б врахувати вплив усіх чинників, які можна зустріти в експлуатації, при вирішенні питання про визначення втомної довговічності зразків чи елементів конструкцій під впливом змінних у часі напружень за різними спектрами. У зв'язку з цим вважається доцільною подальша підтримка експериментальних і теоретичних досліджень, спрямованих на отримання та ретельний аналіз втомних пошкоджень матеріалів з метою створення сучасних розрахункових моделей для оцінки втомного ресурсу реальних конструкцій.

Одним з аспектів, який недостатньо представлений у дослідженнях з визначення пошкоджень за змінних режимів циклічного навантаження, є урахування особливостей пошкодження на різних стадіях втоми. Хоч процес втоми матеріалів багатостадійний, найбільш тривалі стадії, які визначають утомну довговічність, – це зародження та ріст тріщин втоми. При цьому, ріст коротких тріщин у багатьох випадках є більш визначальним для утомної довговічності, ніж довгих. У представленій доповіді пропонується модель для розрахунку утомного пошкодження та визначення довговічності матеріалів на стадіях зародження і росту коротких тріщин.

У дослідженнях [1, 2] автори експериментально продемонстрували, що зародження і ріст короткої поверхневої тріщини в умовах малоциклової втоми може бути описаний експоненційною залежністю у наступному вигляді:

$$a = a_0 \cdot \exp(k_1 N), \quad (1)$$

де a – поточне значення довжини тріщини; N – поточна кількість циклів навантаження; a_0 – довжина тріщини при екстраполяції N на ноль циклів; k_1 – коефіцієнт пропорційності.

У роботах [3, 4] показано, що залежність (1) може також бути застосована для описання зародження і росту тріщин в області багатоциклової втоми. Рівняння (1) є рішенням диференційного рівняння

$$da = k_1 \cdot a dN. \quad (2)$$

Циклічна довговічність N_f може бути знайдена шляхом визначення dN з (2) та послідовним інтегруванням цієї залежності для росту тріщини від

початкового дефекту a_0 (при $N=0$) до кінцевої тріщини розміром a_f , досягнення якого прийнято за момент руйнування ($N=N_f$)

$$N_f = \frac{1}{k_1} \ln \left(\frac{a_f}{a_0} \right). \quad (3)$$

Поточна довжина поверхневої тріщини визначається рівнянням (1), тобто кінцевий розмір тріщини також визначається цим рівнянням. Приймаючи за критерій пошкодження відносну довжину поточної тріщини (її відношення до кінцевої), одержимо наступний вираз для визначення поточного втомного пошкодження:

$$d = \frac{a}{a_f} = a_0 \exp(k_1 N) / a_0 \exp(k_1 N_f) = \exp[k_1 (N - N_f)]. \quad (4)$$

Виразивши k_1 з (3) і підставивши в (4), остаточно маємо для поточного пошкодження

$$d = \exp \left[\left(\frac{N}{N_f} - 1 \right) \ln \left(\frac{a_f}{a_0} \right) \right]. \quad (5)$$

Із залежності (5) витікає, що при $N=N_f$ $d=1$, а при $N=0$ пошкодження визначається деякою малою величиною, значення якої залежить від початкової дефектності матеріалу a_0 . Приймаючи, наприклад, що $a_f=2$ мм, а початковий дефект кристалічної ґратки у вигляді лінійної дислокації $a_0=0,01$ мм, початкове пошкодження (при $N=0$) становить $d_0=0,005$. На відміну від відомих моделей пошкодження, в яких початковий стан матеріалу відповідає нульовому пошкодженню, у запропонованому підході розглядається матеріал, який у вихідному (до навантаження) стані має початкове пошкодження, пов'язане з його структурною дефектністю.

Так як залежність (5) визначає безперервне втомне пошкодження матеріалу, у якості стадії зародження тріщини розглянуто довговічності до лінії Френча (N_{Fr}). У відповідності з нашими результатами [5] ця лінія пов'язана з кривою втоми і може бути записана у наступному вигляді:

$$N_{Fr} = [(\sigma_r - \sigma_d) / (\sigma_a - \sigma_d)]^{2/2k}, \quad (6)$$

де σ_r – границя витривалості, σ_d – пошкоджуюче напруження при втомі ($\sigma_d \approx 0,7 \sigma_r$), σ_a – амплітуда напруження, k – показник степеня у кривій втоми.

Крива втоми при цьому визначена лінією регресії

$$(\sigma_a - \sigma_d) N_f^k = C, \quad (7)$$

де C – постійна.

Відомо, що лінія Френча відповідає циклічним довговічностям на різних рівнях амплітуди напружень, за яких у матеріалі виникають утомні пошкодження, які призводять до зниження границі витривалості цього матеріалу. Такий рівень пошкодження нами прийнято за момент переходу від зародження до росту тріщини втоми.

Підсумовування пошкоджень виконується за залежністю (5), в якій на стадії зародження тріщини замість N_f використовується N_{Fr} . З використанням даних літературних джерел з втоми сталей 45 і 1X13 при двоступінчатому

циклічному навантаженні показано, що лінійне підсумовування пошкоджень з урахуванням двох стадій втоми, визначених вище, за результатом суттєво не відрізняється від традиційного підсумовування за правилом Пальмгрена – Майнера. У зв'язку з цим прийнято до уваги рішення Менсона – Халфорда [6] про необхідність додаткового коригування рівня пошкоджень у залежності від виду профіля навантаження: перехід з вищої амплітуди напруження на нижчу, чи навпаки. Відомо, що закономірним результатом за таких навантажень є підвищення сумарної довговічності у першому випадку і її зниження у другому у порівнянні з лінійною гіпотезою підсумовування пошкоджень.

Ідея введення коригуючого коефіцієнта полягає в тому, що для правильного підсумовування пошкоджень при переході з першого ступеня навантаження (σ_1) на другий (σ_2) необхідно враховувати той факт, що навантаження на другому ступені проходить за інших початкових умов. Відповідно до нашого трактування початковий дефект на ступені σ_2 навантаження (a_{02}) має інше значення у порівнянні з тим, коли б навантаження починалося з цього ступеня, так як циклічне напруження на рівні σ_1 змінило його початковий рівень до рівня a_{12} . У випадку $\sigma_1 < \sigma_2$ процес упорядкування та адаптації структури на більш низькому рівні напружень сформував більш дрібні і менш розорієнтовані елементи структури, які більш стійкі до втомного руйнування (за залежністю Холла-Петч, адаптованого до втоми). Це призводить до умови $a_{12} < a_{02}$. У випадку $\sigma_1 > \sigma_2$ буде спостерігатися зворотній ефект: $a_{12} > a_{02}$. Введення коефіцієнта k_{12} на другому ступені навантаження приводить рівень початкового дефекту до умови його формування на першому ступені. Коефіцієнт використовується в залежності (5) як співвідношення дефектів вихідного і післяциклічного напруження. У підсумку це призводить до зменшення пошкодження при навантаженні за схемою «низ–верх» і його збільшення при навантаженні «верх–низ», що значно покращує результати підсумовування втомних пошкоджень, розрахованих для сталей 45 і 1X13.

Відзначена необхідність урахування розсіювання результатів випробувань, для чого може бути використаний розподіл границь витривалості, визначений з залежності (5), і даних для побудови кривої втоми.

1. Jiša D., Liškutin P., Kruml T., Polak J. Small fatigue crack growth in aluminium alloy EN-AW 6082/T6. *International Journal of Fatigue*. 2010. Vol. 32. P. 1913–1920. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2010.06.003>

2. Polak J., Zezulka P. Short crack growth and fatigue life in austenitic-ferritic duplex stainless steel. *Fatigue Frac. Eng. Mater. Struct.* 2005. Vol. 28. P. 923–935. <https://doi.org/10.1111/j.1460-2695.2005.00936.x>

3. Цыбанёв Г.В. Применение деформационного критерия для описания роста коротких усталостных трещин. *Проблемы прочности*. 2013. № 1. С. 43–52.

4. Цыбанёв Г.В. Описание кинетики роста коротких поверхностных усталостных трещин с использованием параметров кривой усталости. *Проблемы міцності*. 2018. № 2. С. 89–98.

5. Цыбанёв Г.В. Энергетическая трактовка результатов усталостных испытаний и использование ее для определения стадии зарождения трещины. *Проблемы прочности*. № 2. 1994. С. 19–27.

6. Manson S.S., Halford G.R. Practical implementation of the double linear damage rule and damage curve approach for treating cumulative fatigue damage. *International Journal of Fracture*. 1981. Vol. 17. No. 2. P. 169–192. <https://doi.org/10.1007/BF00053519>

УДК 539.3

М.Г. Шульженко, д-р техн. наук, проф.

С.Г. Кім

К.В. Аврамов, д-р техн. наук, проф.

*Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України
(Харків, Україна, shulzh@ipmach.kharkov.ua)*

ДО РАЦІОНАЛЬНОГО ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДУ ТУРБОКОМПРЕСОРНОЇ УСТАНОВКИ

У турбокомпресорних установках використовується промвал на коротких підшипниках ковзання, який з'єднує через пружні муфти ротори турбін і компресора. Для забезпечення стійкості динамічної роботи вала привода на підшипниках ковзання можуть змінюватися поперечний переріз вала та параметри підшипників при заданих зовнішніх розмірах промвала. При цьому вал може бути суцільним або мати центральний отвір (бути порожнистим). Оцінка впливу параметрів перерізу вала та підшипників ковзання має важливе значення для забезпечення надійності експлуатації системи турбіна-промвал-компресор. Практичне вирішення цих питань вимагає прогнозування динамічної поведінки ротора промопори на підшипниках ковзання при розробці привода.

Промопора турбокомпресора являє собою вал на двох коротких підшипниках ковзання з пружними муфтами на краях для передачі крутного моменту, при цьому згинальні моменти муфтами практично не передаються. Це дозволяє розглядати поперечні коливання промопори як систему, що не пов'язана з роторами двигуна та компресора. Зовнішній вигляд розрахункової 3D-моделі промопори з муфтами на краях зображено на рис. 1. Вона представляє собою ротор на підшипниках ковзання, що обертається з частотою 91.6 Гц, має масу вала 145 кг та муфт на краях 99 і 94 кг.

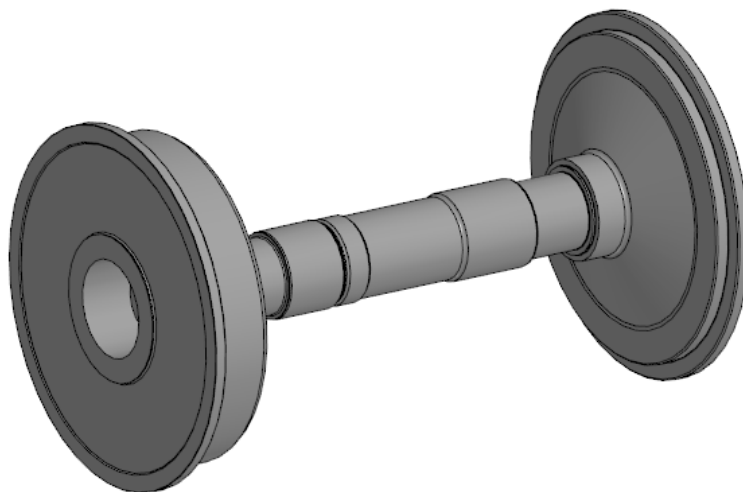


Рис. 1. Розрахункова 3D-модель промопори

При постановці задачі динаміки ротора на підшипниках ковзання необхідно врахувати наступне: ротори на підшипниках ковзання можна умовно розділити на важконавантажені (парових турбін, генераторів), малонавантажені (легкі) високошвидкісні (транспортних турбокомпресорів, авіаційних і космічних систем) та середньонавантажені (стаціонарних і транспортних турбокомпресорів). Перші характеризуються наявністю значних статичних (вагових) навантажень, що діють на підшипники ковзання, і малими силами та моментами від небалансу роторів (в порівнянні зі статичними). Для другого виду систем характерним є наявність незначних вагових навантажень на підшипники ковзання та значних навантажень (у порівнянні з ваговими) від небалансу за рахунок високих швидкостей обертання. Середньонавантажені системи «ротор-підшипник ковзання» характеризуються співрозмірними значеннями вагового та дисбалансного навантажень.

Для кожного виду навантажень підшипників ковзання по-різному формується несучий масляний шар, що суттєво впливає на коливання та стійкість ротора і системи в цілому. Якщо для першого типу систем ротор виконує малі коливання в порівнянні з зазором підшипника по еліптичним траєкторіям навколо центрів статичної рівноваги на стійких режимах [1], то для легких високошвидкісних роторів характерним є орбітальний рух цапфи ротора, співрозмірний з величиною зазору підшипників [2]. При порушенні стійкості спостерігаються нелінійні коливання та значні автоколивальні переміщення ротора з частотами, що не співпадають з частотою обертання.

Для третього типу системи, коли навантаження від дисбалансу ротора та вагові навантаження на опорах є співрозмірними, спостерігаються складні нелінійні нестационарні рухи, породжені нестационарністю формування несучого масляного шару підшипників і сприймаються частіше як хаотичні. Успішне вирішення задачі динаміки вказаних систем визначається насамперед рішенням гідродинамічної задачі для підшипників ковзання за рівняннями Нав'є-Стокса. Результуючі нелінійні сили масляного шару коротких підшипників ковзання при ламінарній течії без урахування інерційних складових мастила в проекціях на лінію центрів підшипника-цапфи ротора і на перпендикулярний напрямок з границями мастила на лінії центрів наводяться в [2].

Розвиток динамічних процесів роторів на підшипниках ковзання суттєво залежить від співвідношення робочої частоти ротора до його власної (критичної) частоти. Для жорстких роторів (робоча частота нижча за критичну) зазвичай спостерігається більш стійка робота системи, ніж для гнучких роторів, коли з'являються нестійкі значні автоколивання.

Тому на першому етапі вирішення поставленої задачі оцінювалось значення власних частот ротора приводу при різних значеннях параметрів перерізу вала. Будувалась тривимірна розрахункова модель ротора на жорстких шарнірних опорах в місцях розташування підшипників ковзання, яка складається з 87627 скінченних елементів та 153134 вузлів.

Результати розрахунків свідчать, що у випадку суцільного вала перша власна частота при згинальних коливаннях вала більша майже у два рази від робочої. Якщо вал має центральний отвір, то при збільшенні радіуса отвору

його власна частота зменшується, але не досягає робочої частоти навіть при мінімально можливій товщині стінки вала. На рис. 2 зображено форму коливань ротора з суцільним валом, що відповідає першій власній частоті 178 Гц системи на жорстких шарнірних опорах.

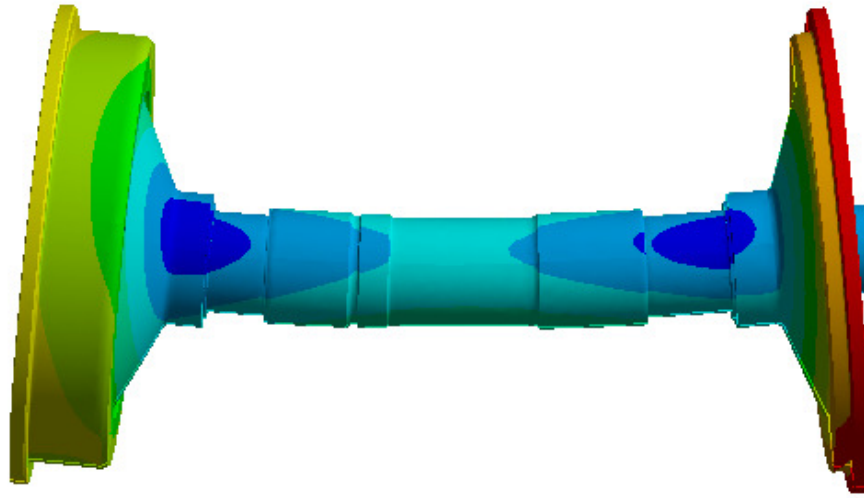


Рис. 2. Перша форма власних коливань ротора

Оцінка співвідношення статичних реакцій опор від ваги ротора до нормативного значення дисбалансу, розподіленого на опори, показує, що останні менші за статичні реакції в 5–6 разів. При можливому нештатному розбалансуванні вони можуть бути співрозмірними. Тому дослідження динаміки ротора приводу доцільно виконати насамперед у постановці важконавантаженого підшипника ротора статичними силами ваги в порівнянні з динамічними від дисбалансу.

При співрозмірних значеннях указаних сил стабільність формування масляної плівки порушується і розв'язання задачі треба виконувати в постановці середньонавантажених роторів на підшипниках ковзання.

1. Позняк Э.Л. Влияние масляного слоя в подшипниках скольжения на устойчивость и вынужденные колебания роторов. Колебания валов на масляном слое. Москва: Изд-во АН СССР, 1968. С. 10–40.

2. Шульженко Н.Г., Воробьев Ю.С. Численный анализ колебаний системы турбоагрегат-фундамент. Киев: Наукова думка, 1991. 232 с.