

ISSN 2073-7408

ФУНДАМЕНТАЛЬНЫЕ И ПРИКЛАДНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ТЕХНИКИ И ТЕХНОЛОГИИ

НАУЧНО - ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

4 (366) 2024

Редколлегия

Главный редактор

Радченко С.Ю. д-р техн. наук, проф.

Заместители главного редактора:

Барсуков Г.В. д-р техн. наук, проф.

Гордон В.А. д-р техн. наук, проф.

Подмастерьев К.В. д-р техн. наук,
проф.

Поляков Р.Н. д-р техн. наук, проф.

Шоркин В.С. д-р физ.-мат. наук, проф.

Члены редколлегии:

Голенков В.А. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Дунаев А.В. д-р техн. наук, доц. (Россия)

Дьяконов А.А. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Емельянов С.Г. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Запонец Я. д-р техн. наук, проф. (Чехия)

Зубанинов В.Г. д-р техн. наук, проф.
(Россия)

Киричек А.В. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Кузичкин О.Р. д-р техн. наук, проф.
(Россия)

Кухарь В.Д. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Лавриненко В.Ю. д-р техн. наук, проф.
(Россия)

Ли Шэнбо. канд. техн. наук, доц. (Китай)

Мирсалимов В.М. д-р физ.-мат. наук, проф.
(Азербайджан)

Пилипенко О.В. д-р техн. наук, проф.
(Россия)

Поляков Р.Н. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Распопов В.Я. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Савин Л.А. д-р техн. наук, проф.
(Россия)

Смоленцев В.П. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Создакин В.М. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Старовойтов Э.Н. д-р физ.-мат. наук, проф.
(Беларусь)

Степанов Ю.С. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Хейфец М.Л. д-р техн. наук, проф. (Беларусь)

Ответственный редактор:

Тюхта А.В. канд. техн. наук

Адрес редакции

302030, Орловская обл., г. Орёл, ул.

Московская, 34

+7 (905) 169 88 99

<https://oreluniver.ru/science/journal/fipptt>

E-mail: radstu@rambler.ru

Зарег. в Федеральной службе по
надзору в сфере связи, информационных
технологий и массовых коммуникаций.
Свидетельство ПИ № ФС77-67029
от 30 августа 2016 года

Подписной индекс **29504**

по объединённому каталогу

«Пресса России»

на сайтах www.ppressa-rg.ru и www.aks.ru

© ОГУ имени И.С. Тургенева, 2024

Журнал индексируется в системе
Российского индекса научного цитирования
РИНЦ, а также в международных системах
Chemical Abstracts и **Google Scholar**.

В соответствии с письмом ВАК от 06.12.2022
№02-1198 «О Перечне рецензируемых
научных изданий», журнал
«Фундаментальные и прикладные проблемы
техники и технологии» как издание,
входящее в международную базу данных
Chemical Abstracts, приравнивается к
изданиям категории K1.

Содержание

Материалы международной научно-технической конференции «Динамика, надежность и долговечность механических и биомеханических систем»

Халмуратов Р.И., Худойназаров Х. Моделирование нелинейных торсионных колебаний круглого вязкоупругого стержня.....	3
Носко А.Л., Сафронов Е.В., Шарифуллин И.А., Гуськова А.С. Инновационные решения в области гравитационных стеллажей для паллет.....	10
Гуськова А.С., Сафронов Е.В., Носко А.Л. Экспериментальные исследования тормозного ролика динамического торможения.....	20
Бохонский А.И., Варминская Н.И., Рыжков А.И. Наименьшее энергетическое принуждение при разгоне-торможении объекта.....	27
Воробьев В.И., Борзенков М.И., Злобин С.Н., Измеров О.В., Карпов А.Е. Техническая инновационика как научное направление.....	32
Гайнуллина Я.Н., Калинин М.И., Солин П.К. Методика расчёта напряжённо – деформированного состояния компонентов систем аппаратов жидкостного дыхания.....	41
Годжаев З.А., Шеховцов В.В., Ляшенко М.В., Потапов П.В., Искалиев А.И. Устройства для динамического гашения крутильных колебаний в силовых передачах.....	49
Годжаев З.А., Шеховцов В.В., Ляшенко М.В., Потапов П.В., Искалиев А.И., Калмыков А.В. Устройства для адаптивного управления упруго-диссипативными свойствами силовых передач тяговых и транспортных машин.....	60
Дологоян А.В., Матвеев В.Т., Клименко А.Г. Регулирование производства тепла в когенерационных микрогазотурбинных установках с регенерацией теплоты.....	72
Куксенова Л.И. Анализ взаимосвязи феноменологических критериев и характеристик структурно-фазового состояния поверхностных слоев металлов при трении в поверхностно – активных смазочных материалах.....	85
Лавриненко В.Ю., Луганенко Т.Д., Айрапетян А.С. Модернизация штамповочного молота модели m102 с массой падающих частей 10 т путем использования бабы молота с наполнителем.....	99
Люминарский И.Е., Люминарский С.Е., Люминарская Е.С. Частотная характеристика кинематической погрешности волновой зубчатой передачи.....	111
Положенцева Е.А., Кинзябулатов Р.Р., Мухамедзянова А.А. Влияние функционализации магнитных наностержней оксида железа Fe ₃ O ₄ на свойства их дисперсий в жидком кристалле 4-циано-4-пентилбифенила.....	117
Осинов К.Н. Методика прогнозирования технических состояний машиностроительных изделий в процессе эксплуатации.....	123
Пантюхина Е.В., Пантюхин О.В., Васин С.А., Борисов А.А. Применение статистических методов для оценки производительности механических дисковых бункерных загрузочных устройств для штучных заготовок.....	132
Голенков В.А., Радченко С.Ю., Дорохов Д.О. Исследование технологии изготовления цилиндрических заготовок для производства труб из сплава на основе никеля.....	139
Свириденко И.И., Свириденко Д.И. Применение надводных беспилотных аппаратов для проведения спасательных операций при наводнениях.....	146
Сухоруков А.Л. О тензометрировании валопровода для определения нестационарных силовых воздействий на движитель судна.....	158
Терлыч С.В., Волков Е.Л. Рациональное проектирование и определение низких частот корабельных пространственных многостержневых мачт.....	178
Харченко А.О., Владецкая Е.А., Тищенко И.В. Повышение эффективности шлифовальной обработки деталей в плавучих мастерских.....	184

Журнал входит в «Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук» ВАК по следующим группам научных специальностей: 2.2.4. Приборы и методы измерения (по видам измерений) (технические науки), 2.2.5. Приборы навигации (технические науки), 2.2.8. Методы и приборы контроля и диагностики материалов, изделий, веществ и природной среды (технические науки), 2.2.11. Информационно-измерительные и управляющие системы (технические науки), 2.2.12. Приборы, системы и изделия медицинского назначения (технические науки), 2.5.2. Машиноведение (технические науки), 2.5.3. Трение и износ в машинах (технические науки), 2.5.4. Роботы, мехатроника и робототехнические системы (технические науки), 2.5.5. Технология и оборудование механической и физико-технической обработки (технические науки), 2.5.6. Технология машиностроения (технические науки), 2.5.7. Технологии и машины обработки давлением (технические науки), 2.5.22. Управление качеством продукции. Стандартизация. Организация производства (технические науки).

Editorial Committee

Editor-in-chief

Radchenko S.Yu. Doc. Sc. Tech., Prof.

Editor-in-chief Assistants:

Barsukov G.V. Doc. Sc. Tech., Prof.

Gordon V.A. Doc. Sc. Tech., Prof.

Podmasteryev K.V. Doc. Sc. Tech., Prof.

Polyakov R.N. Doc. Sc. Tech., Prof.

Shorkin V.S. Doc. Sc. Ph. – Math., Prof.

Member of editorial board:

Golenkov V.A. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Dunaev A.V. Doc. Sc. Tech., Assist. Prof. (Russia)

Dyakonov A.A. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Emelyanov S.G. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Zapomel Ya. Doc. Sc. Tech., Prof. (Czech Republic)

Zubchaninov V.G. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Kirichek A.V. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Kuzichkin O.R. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Kukhar V.D. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Lavrynenko V.Yu. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Li Shengbo. Cand. Sc. Tech., Assist. Prof. (China)

Mirsalimov V.M. Doc. Sc. Ph. – Math., Prof. (Azerbaijan)

Pilipenko O.V. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Polyakov R.N. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Raspopov V.Ya. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Savin L.A. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Smolenzev V.P. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Soldatkin V.M. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Starovoitov A.L. Doc. Sc. Ph. – Math., Prof. (Belarus)

Stepanov Yu.S. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Heifets M.I. Doc. Sc. Tech., Prof. (Belarus)

Responsible editor:

Tyukhta A.V. Candidate Sc. Tech.

Address

302030, Oryol region, Oryol, st.

Moskovskaya, 34

+7 (905) 169 88 99

<https://oreluniver.ru/science/journal/fipptt>

E-mail: radsu@rambler.ru

Journal is registered in Federal Agency of supervision in sphere of communication, information technology and mass communications. The certificate of registration PI № FS77-67029 from 30.08.2016

Index on the catalogue of the

«Pressa Rossi» 29504

on the websites www.pressa-rf.ru

and www.aks.ru

© Orel State University, 2024

The journal is indexed in the system of the Russian Science Citation Index (RSCI), and also in international systems Chemical Abstracts and Google Scholar.

In accordance with the letter of the Higher Attestation Commission dated December 6, 2022 No. 02-1198 "On the List of Peer-Reviewed Scientific Publications", the journal Fundamental and Applied Problems of Engineering and Technology, as a publication included in the international Chemical Abstracts database, is equated to publications of the K1 category.

Contents

Materials of the international scientific and technical conference «Dynamics, reliability and durability of mechanical and biomechanical systems»

Khalmuradov R.I., Khudoynazarov Kh. Modeling of nonlinear torsional vibrations of a round viscoelastic rod.....	3
Nosko A.L., Safronov E.V., Sharifullin I.A., Guskova A.S. Innovative solutions in the field of gravity pallet racks.....	10
Guskova A.S., Safronov E.V., Nosko A.L. Experimental research of the dynamic braking brake roller.....	20
Bokhonsky A.I., Varminskaya N.I., Ryzhkov A.I. Lowest energy forcing when accelerating-decelerating an object.....	27
Vorobyev V.I., Borzenkov M.I., Zlobin S.N., Izmerov O.V., Karpov A.E. Possibilities technical innovation as scientific direction.....	32
Gainullina Ya.N., Kalinin M.I., Sopin P.K. The method of calculating the stress – strain state of components of systems of liquid breathing apparatus.....	41
Godzhaev Z.A., Shekhovtsov V.V., Liashenko M.V., Potapov P.V., Iskaliev A.I. Devices for dynamic damping of torsional vibrations in drivetrains.....	49
Godzhaev Z.A., Shekhovtsov V.V., Liashenko M.V., Potapov P.V., Iskaliev A.I., Kalmykov A.V. Devices for adaptive control of elastic-damping characteristics of traction and transport vehicles.....	60
Dologlonyan A.V., Matviienko V.T., Klimenko A.G. Regulation of heat production in cogeneration micro-gas turbine plants with heat recovery.....	72
Kuksenova L.I. Analysis of the relationship of phenomenological criteria and characteristics of the structural - phase state of surface layers of metals during friction in surface active lubricants.....	85
Lavrinenko V.Y., Lukanenko T.D., Ayrapetyan A.S. Improving the energy efficiency of the punching hammer model m102 with a mass of falling parts of 10 tons for JSC «SMK».....	99
Luminarsky I.E., Luminarsky S.E., Luminarskaya E.S. Frequency response of the kinematic error of the wave gear.....	111
Polozhentseva E.A., Kinzyabulatov R.R., Mukhamedzyanova A.A. The effect of functionalization of Fe ₃ O ₄ iron oxide magnetic nanorods on their dispersion properties in a liquid crystal of 4-cyano-4-pentylbiphenyl.....	117
Osipov K.N. Method for predicting technical conditions of engineering products during operation.....	123
Pantyukhina E.V., Pantyukhin O.V., Vasin S.A., Borisov A.A. Application of statistical methods for feed rate estimation of mechanical disk hopper feeders for piece blanks.....	132
Golenkov V.A., Radchenko S.Y., Dorohov D.O. Research of the technology for manufacturing cylindrical blanks for the production of pipe from nickel base alloy.....	139
Sviridenko I.I., Sviridenko D.I. Use of surface unmanned vehicles for flood rescue operations.....	146
Sukhorukov A.L. About strain metering of the shafting line to determine non-stationary force influences on the vessel propulsion.....	158
Terlych S.V., Volkov Ye.L. Rational design and determination of low frequencies of shipboard spatial multi-rod masts.....	178
Kharchenko A.O., Vladetskaya E.A., Tishchenko I.V. Improving the efficiency of grinding parts in floating workshops.....	184

The journal is included in the «List of peer-reviewed scientific publications in which the main scientific results of dissertations for obtaining the scientific degree of the candidate of sciences, for the academic degree of the doctor of sciences» of the Higher Attestation Commission for the following groups of scientific specialties:

2.2.4. Instruments and measurement methods (by types of measurements) (technical sciences), 2.2.5. Navigation devices (technical sciences), 2.2.8. Methods and devices for monitoring and diagnosing materials, products, substances and the natural environment (technical sciences), 2.2.11. Information-measuring and control systems (technical sciences), 2.2.12. Devices, systems and products for medical purposes (technical sciences), 2.5.2. Mechanical engineering (technical sciences), 2.5.3. Friction and wear in machines (technical sciences), 2.5.4. Robots, mechatronics and robotic systems (technical sciences), 2.5.5. Technology and equipment for mechanical and physical-technical processing (technical sciences), 2.5.6. Engineering technology (technical sciences), 2.5.7. Technologies and machines for forming (technical sciences), 2.5.22. Quality control products. Standardization. Organization of production (technical sciences).

МАТЕРИАЛЫ МЕЖДУНАРОДНОЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ
«ДИНАМИКА, НАДЕЖНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ МЕХАНИЧЕСКИХ И БИОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ»

UDK 623.526.4

DOI: 10.33979/2073-7408-2024-366-4-3-9

R.I. KHALMURADOV, KH. KHUDOYNAROV

MODELING OF NONLINEAR TORSIONAL VIBRATIONS OF A ROUND VISCOELASTIC ROD

Abstract. *The torsional vibrations of a viscoelastic rod of circular cross-section are simulated under the nonlinear law of elasticity between stresses and deformations. To solve the problem, the nonlinear equation of motion of a viscoelastic body for the case of torsional vibrations of a rod is reduced to two linearized Bessel equations in integral transformations. Their solutions satisfying the boundary conditions on the surface are obtained and a refined, physically nonlinear equation of torsional vibrations of a viscoelastic rod is derived. An algorithm has been developed that allows using the values of the desired functions to determine the stress-strain state (SSS) of arbitrary points of the rod along the longitudinal coordinate and time. Some special cases following from the obtained results are analyzed. It is established that the obtained nonlinear equation, in the special elastic case, generalizes the well-known classical linear equation, the nonlinear equations of G. Kauderer and Professor I.G. Filippov.*

Keywords: *modeling, nonstationary vibrations, nonlinear equations, physical nonlinearity, stresses, displacement.*

Introduction

Shells, plates and rods are the main elements of various engineering structures [1]. Such elements are often under the influence of dynamic loads during operation, which lead to their nonstationary vibrations [2-4]. Studies of their dynamic behavior based on linear theories have been carried out quite a lot [5]. In [6-8] and other researchers, it was noted that linear theories do not always accurately describe such vibration processes, since at relatively high stresses, when deformations remain small, there are nonlinear dependencies between the components of stress and strain tensors [9] and therefore, various kinds of nonlinear (geometrically and physically) theories [10,11].

One of the main problems in the study of the dynamic behavior of shells and rods is the choice of vibration equations, which should be implemented based on the specific physical and mechanical properties of their material [12]. Therefore, in many cases, researchers have to develop the underlying vibration equations [13]. To do this, various methods and approaches are used to derive vibration equations. One of the approaches is the method of using general solutions in transformations of three-dimensional problems of linear elasticity theory [14,15]. The essence of the method is to study the constructed solutions for various types of external influences [16] and to clarify the conditions under which the displacements or their "main parts" satisfy simple vibration equations, and to find an algorithm that allows calculating approximate values of displacement and stress fields in any cross section for an arbitrary a moment in time.

Thus, it can be argued that at present there is a very meager amount of work devoted to the practically important task of studying physically nonlinear, non-stationary vibrations of cylindrical shells and rods. This article is devoted to the derivation of physically nonlinear equations of vibration of a circular elastic rod, the development of an algorithm for determining the SSS of an arbitrary point, as well as the analysis of special and limiting cases following from the obtained vibration equations.

1. Materials and Methods

1.1 Formulation of the problem

A homogeneous and isotropic viscoelastic rod of circular cross-section and radius is considered in a cylindrical coordinate system. It is believed that the rod has an unlimited length. To study the torsional vibrations of such a rod, the equations of motion of an viscoelastic body are

adopted. It is known [16] that when solving axisymmetric problems of nonstationary vibrations of circular cylindrical shells and round rods, the problem of their torsional vibrations can be studied separately from the problem of their longitudinal-radial vibrations. Therefore, the torsional vibrations of a round rod are described by the equation

$$\frac{\partial \sigma_{r\theta}}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_{z\theta}}{\partial z} + \frac{2\sigma_{r\theta}}{r} = \rho \frac{\partial^2 U_\theta}{\partial t^2} \quad (0 \leq r \leq r_0). \quad (1)$$

where $\sigma_{r\theta}$ and $\sigma_{z\theta}$ - non-zero stress components; U_θ - torsional displacements of the rod points; ρ - the density of the rod material; t - time.

In the case of torsional vibrations of a viscoelastic rod, the nonlinear elasticity law of H. Kauderer [9] between the nonzero components of stress and strain tensors is taken as

$$\sigma_{r\theta} = M \left[\varepsilon_{r\theta} + \frac{2}{3} \alpha \gamma_2 \left(\varepsilon_{r\theta}^3 + \varepsilon_{z\theta}^2 \varepsilon_{r\theta} \right) \right], \quad \sigma_{z\theta} = M \left[\varepsilon_{z\theta} + \frac{2}{3} \alpha \gamma_2 \left(\varepsilon_{z\theta}^3 + \varepsilon_{r\theta}^2 \varepsilon_{z\theta} \right) \right], \quad (2)$$

where M – viscoelastic operator

$$M(\zeta) = \mu \left[\zeta(t) - \int_0^t K_\mu(t-\tau) \zeta(\tau) d\tau \right]; \quad (3)$$

$K_\mu(\tau)$ - an arbitrary kernel of an integral operator; μ - material shear coefficient; α - small parameter, γ_2 - G.Kauderers nonlinearity parameter [9]

$$\varepsilon_{r\theta} = \frac{\partial U_\theta}{\partial r} - \frac{U_\theta}{r}, \quad \varepsilon_{z\theta} = \frac{\partial U_\theta}{\partial z}. \quad (4)$$

At the same time, it should be noted that when solving specific tasks, a specific type of kernel $K_\mu(\tau)$ is selected. In addition, it is believed that the torsional vibrations of the rod are excited by an external force acting on the surface $r = r_0$, i.e. the boundary conditions of the problem have the form

$$\text{at } r = r_0, \quad \sigma_{r\theta}(r_0, z, t) = f_{r\theta}(z, t), \quad \sigma_{z\theta}(r_0, z, t) = 0. \quad (5)$$

Zero initial conditions are accepted, i.e. if $t = 0$, the equality is satisfied

$$U_\theta = \frac{\partial U_\theta}{\partial t} = 0. \quad (6)$$

Thus, the problem of physically nonlinear torsional vibrations of a viscoelastic rod of circular cross-section is reduced to solving the equation of motion of a viscoelastic body (1) with boundary conditions (5) and zero initial conditions (6). In this case, the nonlinear law of elasticity for a viscoelastic body has the form (4).

1.2 Linearization of vibrations equations

Substituting expressions (2) into the equations of motion (1), we obtain a nonlinear partial differential equation with respect to deformations $\varepsilon_{r\theta}$ and $\varepsilon_{z\theta}$

$$(1 + \alpha \gamma_2 \psi_0^2) D(\varepsilon_{r\theta}, \varepsilon_{z\theta}) + \alpha \gamma_2 \left[\varepsilon_{r\theta} \frac{\partial \psi_0^2}{\partial r} + \varepsilon_{z\theta} \frac{\partial \psi_0^2}{\partial z} \right] = \frac{\rho}{\mu} M_0^{-1} \left(\frac{\partial^2 U_\theta}{\partial t^2} \right), \quad (7)$$

where

$$D(\varepsilon_{r\theta}, \varepsilon_{z\theta}) = \frac{\partial \varepsilon_{r\theta}}{\partial r} + \frac{\partial \varepsilon_{z\theta}}{\partial z} + \frac{2\varepsilon_{r\theta}}{r}; \quad M_0(\zeta) = \frac{1}{\mu} M(\zeta).$$

Decompose the deformations and displacements included in equation (7) into power series by degrees of a small parameter α . Further, due to the smallness of displacement and deformations, the terms containing the square of a small parameter and higher can be neglected, i.e. we represent deformations and displacements in the form

$$\varepsilon_{i\theta} = \varepsilon_{i\theta}^{(0)} + \alpha \varepsilon_{i\theta}^{(1)}, \quad U_\theta = U_\theta^{(0)} + \alpha U_\theta^{(1)} \quad (8)$$

where the index i takes the values r or z . Substituting (8) into equations (7), we obtain the following equation with respect to deformation

$$D\left(\varepsilon_{r\theta}^{(0)}, \varepsilon_{z\theta}^{(0)}\right) + \alpha D\left(\varepsilon_{r\theta}^{(1)}, \varepsilon_{z\theta}^{(1)}\right) + \alpha \gamma_2 \left\{ F_1 + F_2 + \alpha \left[F_3 + F_4 + D\left(\varepsilon_{i\theta}^{(1)}\right) \psi_0^2 \right] \right\} =$$

$$= \frac{\rho}{\mu} M_0^{-1} \left(\frac{\partial^2 U_{\theta}^{(0)}}{\partial t^2} + \alpha \frac{\partial^2 U_{\theta}^{(1)}}{\partial t^2} \right), \quad (i = r, z). \quad (9)$$

where

$$F_1\left(\varepsilon_{r\theta}^{(0)}, \varepsilon_{z\theta}^{(0)}\right) = \frac{2}{3} \left(\frac{\partial \varepsilon_{r\theta}^{(0)}}{\partial r} + \frac{\partial \varepsilon_{z\theta}^{(0)}}{\partial z} + \frac{2}{3} \varepsilon_{r\theta}^{(0)} \right) \left[\left(\varepsilon_{r\theta}^{(0)} \right)^2 + \left(\varepsilon_{z\theta}^{(0)} \right)^2 \right];$$

$$F_2\left(\varepsilon_{r\theta}^{(0)}, \varepsilon_{z\theta}^{(0)}\right) = \left(\varepsilon_{r\theta}^{(0)} \right)^2 \frac{\partial \varepsilon_{r\theta}^{(0)}}{\partial r} + \varepsilon_{r\theta}^{(0)} \varepsilon_{z\theta}^{(0)} \left(\frac{\partial \varepsilon_{r\theta}^{(0)}}{\partial z} + \frac{\partial \varepsilon_{z\theta}^{(0)}}{\partial r} \right) + \left(\varepsilon_{z\theta}^{(0)} \right)^2 \frac{\partial \varepsilon_{z\theta}^{(0)}}{\partial z};$$

$$F_3\left(\varepsilon_{r\theta}^{(0)}, \varepsilon_{z\theta}^{(0)}\right) = \frac{4}{3} \left(\frac{\partial \varepsilon_{r\theta}^{(0)}}{\partial r} + \frac{\partial \varepsilon_{z\theta}^{(0)}}{\partial z} + \frac{2}{r} \varepsilon_{r\theta}^{(0)} \right) \left(\varepsilon_{r\theta}^{(0)} \varepsilon_{r\theta}^{(1)} + \varepsilon_{z\theta}^{(0)} \varepsilon_{z\theta}^{(1)} \right);$$

$$F_4\left(\varepsilon_{r\theta}^{(0)}, \varepsilon_{z\theta}^{(0)}\right) = \varepsilon_{r\theta}^{(0)} \left(2 \varepsilon_{r\theta}^{(1)} \frac{\partial \varepsilon_{r\theta}^{(0)}}{\partial r} + \varepsilon_{r\theta}^{(0)} \frac{\partial \varepsilon_{r\theta}^{(1)}}{\partial r} \right) + \left(\varepsilon_{r\theta}^{(1)} \varepsilon_{z\theta}^{(0)} + \varepsilon_{r\theta}^{(0)} \varepsilon_{z\theta}^{(1)} \right) \left(\frac{\partial \varepsilon_{r\theta}^{(0)}}{\partial z} + \frac{\partial \varepsilon_{z\theta}^{(0)}}{\partial r} \right) +$$

$$+ \varepsilon_{z\theta}^{(0)} \varepsilon_{r\theta}^{(0)} \left(\frac{\partial \varepsilon_{r\theta}^{(1)}}{\partial z} + \frac{\partial \varepsilon_{z\theta}^{(1)}}{\partial r} \right) + \varepsilon_{z\theta}^{(0)} \left(2 \varepsilon_{z\theta}^{(1)} \frac{\partial \varepsilon_{z\theta}^{(0)}}{\partial z} + \varepsilon_{z\theta}^{(0)} \frac{\partial \varepsilon_{z\theta}^{(1)}}{\partial z} \right).$$

Neglecting here the terms containing the square of the small parameter from (7), we obtain

$$D\left(\varepsilon_{r\theta}^{(0)}, \varepsilon_{z\theta}^{(0)}\right) + \alpha \left[D\left(\varepsilon_{r\theta}^{(1)}, \varepsilon_{z\theta}^{(1)}\right) + \gamma_2 (F_1 + F_2) \right] = \frac{\rho}{\mu} M_0^{-1} \left(\frac{\partial^2 U_{\theta}^{(0)}}{\partial t^2} + \alpha \frac{\partial^2 U_{\theta}^{(1)}}{\partial t^2} \right) \quad (10)$$

Further considering that

$$\frac{\partial \varepsilon_{r\theta}}{\partial r} + \frac{\partial \varepsilon_{z\theta}}{\partial z} + \frac{2}{r} \varepsilon_{r\theta} = \frac{\partial^2 U_{\theta}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial U_{\theta}}{\partial r} + \frac{\partial^2 U_{\theta}}{\partial z^2} - \frac{1}{r^2} U_{\theta},$$

lets introduce the following notation

$$\Delta_0 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} - \frac{1}{r^2}.$$

Taking into account which, equation (10) through torsional displacement is written as

$$\Delta_0 U_{\theta} + \gamma_2 \left[\psi_0^2 \Delta_0 U_{\theta} + \varepsilon_{r\theta} \frac{\partial \psi_0^2}{\partial r} + \varepsilon_{z\theta} \frac{\partial \psi_0^2}{\partial z} \right] = \frac{1}{b^2} M_0^{-1} \left(\frac{\partial^2 U_{\theta}^{(0)}}{\partial t^2} + \alpha \frac{\partial^2 U_{\theta}^{(1)}}{\partial t^2} \right), \quad b^2 = \frac{\mu}{\rho}, \quad (11)$$

where b - the velocity of transverse waves in the rod material.

Substituting the expressions of displacement and deformations –(8) into equation (11), equating the coefficients for the same degrees of the small parameter α in the resulting equation, we will have the following equations: two equations, one of which is homogeneous and the other is inhomogeneous

$$\Delta U_{\theta}^{(0)} = 0 \quad (12)$$

$$\Delta U_{\theta}^{(1)} + \gamma_2 F\left(\varepsilon_{r\theta}^{(0)}, \varepsilon_{z\theta}^{(0)}\right) = 0 \quad (13)$$

where

$$F\left(\varepsilon_{r\theta}^{(0)}, \varepsilon_{z\theta}^{(0)}\right) = F_1\left(\varepsilon_{r\theta}^{(0)}, \varepsilon_{z\theta}^{(0)}\right) + F_2\left(\varepsilon_{r\theta}^{(0)}, \varepsilon_{z\theta}^{(0)}\right);$$

Δ – the differential operator is equal to $\Delta = \Delta_0 - b^{-2} M_0^{-1} \left(\partial^2 / \partial t^2 \right)$.

As can be seen from equation (13) and the expression for the function, the inhomogeneous

part of equation (13) is determined by the results of solving linear equation (12).

1.3 Oscillation equations

To solve equations (12), (13), the functions of external influences under boundary conditions will be considered to belong to the class of functions represented in the form [13]

$$f_{r\theta}(z, t) = \int_0^{\infty} \frac{\sin kz}{-\cos kz} dk \int_{(l)} \bar{f}_{r\theta}(k, p) e^{pt} dp, \quad (14)$$

where (l) - an open contour in the p plane adjacent to the right of the imaginary $(-i\omega_0, i\omega_0)$ axis section. In addition, the functions $\bar{f}_{r\theta}(k, p)$ are negligibly small outside the domain $k \leq k_0$, $|\operatorname{Im} p| \leq \omega_0$, that are necessary in the derivation of oscillation equations.

By representing the displacement $U_{\theta}^{(0)}$ as (14), denoting its image by $\bar{U}_{\theta}^{(0)}$ and applying it to equation (12), we obtain the ordinary differential Bessel equation, the general solution of which is

$$\bar{U}_{\theta}^{(0)}(r) = CI_1(\beta r), \quad \beta^2 = k^2 + p^2 b^{-2} M_0^{-1}, \quad M_0 = 1 - K_{\mu}^{(0)}(p). \quad (15)$$

where C is the constant of integration; $I_1(\beta r)$ is the Bessel function. Using the standard expansion of the Bessel function into a power series by degrees of the radial coordinate and introducing a new desired function using the formula

$$\bar{U}(p, k) = \frac{1}{2} \beta C \quad (16)$$

and limiting ourselves to the first approximation in the infinite sum of the power series, for the displacement $\bar{U}_{\theta}^{(0)}$ transformed by (14), we obtain

$$U_{\theta}^{(0)}(r, z, t) = \left(r + \frac{r^3}{8} \lambda \right) U(z, t), \quad (17)$$

where the function $U(z, t)$ is the original of the functions $\bar{U}(p, k)$, and the operator λ is defined as [14]

$$\lambda^n [U(z, t)] = \int_0^{\infty} \frac{\sin kz}{-\cos kz} dk \int_{(l)} \beta^{2n} [\bar{U}(p, k)] e^{pt} dp, \quad (18)$$

At the same time, based on the form (15) for β , it is not difficult to conclude that the operator λ^n in variables (z, t) has the form

$$\lambda^n(\zeta) = \left[\frac{1}{b^2} M_0^{-1} \left(\frac{\partial^2 \zeta}{\partial t^2} \right) - \frac{\partial^2(\zeta)}{\partial z^2} \right]^n, \quad n = 0, 1, 2, \dots \quad (19)$$

Similarly, for $U_{\theta}^{(1)}(r, z, t)$ the homogeneous part of equation (13) is solved for. Further, the method of variation of constants is applied to solve the inhomogeneous equation and it is found

$$U_{\theta}^{(1)}(r, z, t) = \frac{2}{3} r^2 F \left[U_{\theta}^{(0)} \right]. \quad (20)$$

Formulas (17) and (20) allow us to find displacement $U_{\theta}(r, z, t)$, and through it deformations $\varepsilon_{r\theta}$ and $\varepsilon_{z\theta}$, substituting them into boundary conditions (5) leads to the following equation

$$\left(\lambda U + \frac{r_0^2}{6} \lambda^2 U \right) \left[1 + \frac{2}{3} \gamma_2 \left(r_0^2 \left(\frac{\partial U}{\partial z} \right)^2 + \frac{5r_0^6}{196} \lambda^2 U \left(\frac{\partial U}{\partial z} \right)^2 \right) \right] = \frac{4}{r_0^2} \frac{f_{r\theta}(z, t)}{\mu}. \quad (21)$$

Equation (21) in accordance with (19) is an equation of physically nonlinear torsional vibrations of a round viscoelastic rod, which depends on the operators λ and the main part $U(z, t)$ of the torsional displacement $U_{\theta}(r, z, t)$ of the points of the axis of the rod. In this case, in accordance with the expression of torsional displacement (17), the function $U(z, t)$ has the dimension of

deformation, and in the case of the first approximation in (17) is the angle of rotation. In addition, equation (21) in its structure takes into account the deformation of the transverse shear and the inertia of rotation, and also correctly takes into account the forces acting on the outer surface of the rod in its right part.

For comparative analysis in equation (21), it is advisable to neglect terms with derivatives of the fourth and higher orders, which gives

$$\lambda U - \frac{2}{3} \gamma_2 r_0^2 \left[\left(\frac{\partial U}{\partial z} \right)^2 \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} - \left(\frac{\partial U}{\partial z} \right)^2 \lambda U \right] = \frac{4}{\mu r_0^2} f_{r\theta}(z, t). \quad (22)$$

1.4 Special cases of equation (22).

1) If the second term in square brackets is neglected in equation (22), then the I.G. Filippov equation follows [17]

$$\frac{1}{b^2} \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} - \left(1 + \frac{2}{3} \gamma_2 r_0^2 \left(\frac{\partial U}{\partial z} \right)^2 \right) \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} = \frac{4}{\mu r_0^2} f_{r\theta}(z, t). \quad (23)$$

2) If we put $\gamma_2 = 0$ and take into account expression (19), then the well-known classical linear equation of torsional vibrations of a circular rod follows from (22).

3) If we replace the numerical coefficient 2/3 for the nonlinear term of equation (23) by 4/3 and to put $f_{r\theta}(z, t) \equiv 0$, then should the G. Kauderer equation [9] with a right-hand side different from (23) follows.

1.5 Displacements and stresses

Along with the oscillation equation, formulas for displacement and nonzero stress components are derived, which have the form

$$U_\theta(r, z, t) = rU - \alpha \gamma_2 \frac{r^5}{12} \left(\frac{\partial U}{\partial z} \right)^2 \frac{\partial^2 U}{\partial z^2}; \quad \sigma_{z\theta}(r, z, t) = \mu \left\{ r \frac{\partial U}{\partial z} - \alpha \gamma_2 \frac{r^5}{36} \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\frac{\partial U}{\partial z} \right)^2 \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} \right] \right\}.$$

$$\sigma_{r\theta}(r, z, t) = \mu \left\{ \frac{r^2}{4} \lambda U - \alpha \gamma_2 \frac{r_0^4}{3} \left[\left(\frac{\partial U}{\partial z} \right)^2 \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} - \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U}{\partial z} \right)^2 \lambda U \right] \right\}. \quad (24)$$

Formulas (24) allow us to determine the stresses and displacement at an arbitrary point of the rod according to the longitudinal coordinate and time.

2. Conclusion

- physically nonlinear equations of torsional vibrations of a round viscoelastic rod are derived, relative to the main part of the torsional displacement of the rod axis, from which the results of the work follow in the particular, linear case [16];

- formulas for stresses and displacements have been obtained that allow a nonlinear calculation of the stress-strain state of the rod at an arbitrary point of the rod with the required accuracy in spatial coordinates and time. In the linear case, these formulas become known [17];

- the values of displacement and stresses calculated according to the linear theory can be taken as the upper limits of the values, compared with the values calculated according to the nonlinear theory. This statement confirms the conclusion made in [6] for the values of plate deflection calculated using linear and nonlinear theories.

BIBLIOGRAPHY

1. Amabili M. Nonlinear vibrations and stability of shells and plates // *M. Amabili. – New York: Cambridge University Press, 2008. – 374 p.*
2. Erofeev V.I., Kazhaev V.V., Semerikova N.P. Krutilnye volny konechnoy amplitudy v uprogom sterzhne (Torsional waves of finite amplitude in an elastic rod) // *Izvestiya RAN. Mekhanika tverdogo tela - 2007. No. 6. pp.157-163.*
3. Khudoynazarov Kh.Kh., Khalmuradov R.I., Yalgashev B.F. 2021 Longitudinal-radial vibrations of a elastic cylindrical shell filled with a viscous compressible liquid. *Tomsk State University Journal of Mathematics and Mechanics.* 69, 139-154. DOI: 10.17223/19988621/69/11

4. Kh.Kh.Khudoynazarov Shell structures, theory and applications: proceedings of the 8th international conference on shell structures (SSTA 2005), 12-14 October 2005, Jurata, Gdansk, Poland. *Shell Structures: Theory and Applications-2006 Taylor & Francis Group, London*. Pp.343-347.
5. Rustam Khalmuradov and Utkir Nishonov 2021 Nonlinear deformation of circular discrete ribbed plate under influence of pulse loading.//*E3S Web of Conferences* 264 02018. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202126402018>
6. Tsurpal I.A. (1976) "Calculation of structural elements made of nonlinear elastic materials" – Kyiv: Tekhnika, -176p.
7. Awrejcewicz, V.A. Krysko Nonlinear coupled problems in dynamics of shells // *J. International Journal of Engineering Science*. –2003. – 41. – P. 587-607.
8. Khudoynazarov, K., Yalgashev, B. 2021 Longitudinal vibrations of a cylindrical shell filled with a viscous compressible liquid. *E3S Web of Conferences* 264, 02017. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202126402017>
9. H. Kauderer *Nelineynaya mekhanika (Nonlinear Mechanics) -Moscow: Publ.house. foreign lit.* 1961.-777 c.
10. R.I.Khalmuradov, and E.A.Ismoilov "Nonlinear vibrations of a circular plate reinforced by ribs" *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 614 (2020) 012071 doi:10.1088/1755-1315/614/1/012071
11. Petrov V.V. Raschet neodnorodnykh po tolshine obolochek s uchetom fizicheskoy i geometricheskoy nelineynostey.(Calculation of shells inhomogeneous in thickness taking into account physical and geometric nonlinearities / V. V. Petrov)// *Academia. Architecture and Construction*. – 2016. – No. 1. – pp. 112-117.
12. Kh Khudoynazarov and Sh.R Yaxshiboyev 2020 The Mathematical Model of Transverse Vibrations of the Three-Layer Plate. *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.* 614 012062. DOI: 10.1088/1755-1315/614/1/012062.
13. Petrashen G.I. Problemy inzhenernoy teorii vyrojdennikh sistem (Problems of the engineering theory of vibrations of degenerate systems) // *Research on elasticity and plasticity – Leningrad: "Publishing House of LSU" -1966. No.5. pp. 3-33.*
14. Kh Khudoynazarov and Z B. Khudoyberdiyev (2020) Unsteady vibrations of a three-layer plate with an asymmetric structure. *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.* 614 012061 DOI:10.1088/1755-1315/614/1/012061.
15. Kudin A.V., Tamurov Yu.N. Primneniye metoda malogo parametra pri modelirovanii izgiba simmetrichnykh trekhslonnykh plastin s nelineyno-uprugim zapolnitelem(Application of the small parameter method in modeling the bending of symmetrical three-layer plates with a nonlinear elastic filler) *Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля -2011, 11(165). pp 32-40.*
16. Filippov I.G., Filippov S.I., Vibratory and wave processes in continuous compressible media. -M.: Publishing house MGSU, 2007.-430 p.
17. Filippov I.G., Egorychev O.A. Wave processes in linear viscoelastic medium-Moscow: "Mashinostroyeniye", 1983.-270 p.

Khudoynazarov Khayrulla

Samarkand State University,
Professor, Head of Department of Theoretical and
applied mechanics,
100104, 15 University Boulevard, Samarkand,
Uzbekistan.
Phone: +998(97)751-72-50
E– mail: kh.khudoyn@gmail.com

Khalmuradov R.I.

Samarkand State University,
Professor,
100104, 15 University Boulevard, Samarkand,
Uzbekistan.

Р.И. ХАЛМУРАДОВ, Х. ХУДОЙНАЗАРОВ

МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕЛИНЕЙНЫХ ТОРСИОННЫХ КОЛЕБАНИЙ КРУГЛОГО ВЯЗКОУПРУГОГО СТЕРЖНЯ

Аннотация. Крутильные колебания вязкоупругого стержня круглого сечения моделируются по нелинейному закону упругости между напряжениями и деформациями. Для решения задачи нелинейное уравнение движения вязкоупругого тела для случая крутильных колебаний стержня сведено к двум линеаризованным уравнениям Бесселя в интегральных преобразованиях. Получены их решения, удовлетворяющие граничным условиям на поверхности, и выведено уточненное физически нелинейное уравнение крутильных колебаний вязкоупругого стержня. Разработан алгоритм, позволяющий по значениям искомых функций определять напряженно-деформированное состояние (НДС) произвольных точек стержня по продольной координате и времени. Анализируются некоторые частные случаи, вытекающие из полученных результатов. Установлено, что полученное нелинейное уравнение в специальном упругом случае обобщает известное классическое линейное уравнение, нелинейные уравнения Г. Каудерера и профессора И.Г. Филиппова.

Ключевые слова: моделирование, нестационарные колебания, нелинейные уравнения, физическая нелинейность, напряжения, перемещения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Amabili M. Nonlinear vibrations and stability of shells and plates // *M. Amabili. –New York: Cambridge University Press, 2008. – 374 p.*
2. Erofeev V.I., Kazhaev V.V., Semerikova N.P. Krutilnye volny konechnoy amplitudy v uprogom sterzhne (Torsional waves of finite amplitude in an elastic rod) // *Izvestiya RAN. Mekhanika tverdogo tela - 2007. No. 6. pp.157-163.*
3. Khudoynazarov Kh.Kh., Khalmuradov R.I., Yalgashev B.F. 2021 Longitudinal-radial vibrations of a elastic cylindrical shell filled with a viscous compressible liquid. *Tomsk State University Journal of Mathematics and Mechanics.* 69, 139-154. DOI: 10.17223/19988621/69/11
4. Kh.Kh.Khudoynazarov Shell structures, theory and applications: proceedings of the 8th international conference on shell structures (SSTA 2005), 12-14 October 2005, Jurata, Gdansk, Poland. *Shell Structures: Theory and Applications-2006 Taylor & Francis Group, London. Pp.343-347.*
5. Rustam Khalmuradov and Utkir Nishonov 2021 Nonlinear deformation of circular discrete ribbed plate under influence of pulse loading.//*E3S Web of Conferences* 264 02018. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202126402018>
6. Tsurpal I.A. (1976) "Calculation of structural elements made of nonlinear elastic materials" – Kyiv: Tekhnika,-176p.
7. Awrejcewicz, V.A. Krysko Nonlinear coupled problems in dynamics of shells // *J. International Journal of Engineering Science.* –2003. – 41. – P. 587-607.
8. Khudoynazarov, K., Yalgashev, B. 2021 Longitudinal vibrations of a cylindrical shell filled with a viscous compressible liquid. *E3S Web of Conferences* 264, 02017. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202126402017>
9. H. Kauderer Nelineynaya mekhanika (Nonlinear Mechanics) -*Moscow: Publ.house. foreign lit. 1961.-777 c.*
10. R.I.Khalmuradov, and E.A.Ismoilov "Nonlinear vibrations of a circular plate reinforced by ribs" *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 614 (2020) 012071 doi:10.1088/1755-1315/614/1/012071
11. Petrov V.V. Raschet neodnorodnykh po tolshine obolochek s uchedom fizicheskoy i geometricheskoy nelineynostey.(Calculation of shells inhomogeneous in thickness taking into account physical and geometric nonlinearities / V.V. Petrov) // *Academia. Architecture and Construction.* – 2016. – No. 1. – pp. 112-117.
12. Kh Khudoynazarov and Sh.R Yaxshiboyev 2020 The Mathematical Model of Transverse Vibrations of the Three-Layer Plate. *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.* 614 012062. DOI: 10.1088/1755-1315/614/1/012062.
13. Petrashen G.I. Problemy inzhenernoy teorii vyrojdennikh sistem (Problems of the engineering theory of vibrations of degenerate systems) // *Research on elasticity and plasticity – Leningrad: "Publishing House of LSU" -1966. No.5. pp. 3-33.*
14. Kh Khudoynazarov and Z B. Khudoyberdiyev (2020) Unsteady vibrations of a three-layer plate with an asymmetric structure. *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.* 614 012061 DOI:10.1088/1755-1315/614/1/012061.
15. Kudin A.V., Tamurov Yu.N. Primeneniye metoda malogo parametra pri modelirovanii izgiba simmetrichnykh trekhslonnykh plastin c nelineyno-uprugim zapolnitelem(Application of the small parameter method in modeling the bending of symmetrical three-layer plates with a nonlinear elastic filler) *Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля -2011, 11(165). pp 32-40.*
16. Filippov I.G., Filippov S.I., Vibratory and wave processes in continuous compressible media. -M.: Publishing house MGSU, 2007.-430 p.
17. Filippov I.G., Egorychev O.A. Wave processes in linear viscoelastic medium-Moscow: "Mashinostroyeniye", 1983.-270 p.

Худойназаров Хайрулла

Самаркандский государственный университет,
Профессор, заведующий кафедрой теоретической и
прикладной механики,
100104, Университетский бульвар, 15, Самарканд,
Узбекистан.
Телефон: +998(97)751-72-50
E– почта: kh.khudoyn@gmail.com

Халмурадов Р.И.

Самаркандский государственный университет,
Профессор
100104, Университетский бульвар, 15, Самарканд,
Узбекистан.

© Р.И. Халмурадов, Х. Худойназаров, 2024

А.Л. НОСКО, Е.В. САФРОНОВ, И.А. ШАРИФУЛЛИН, А.С. ГУСЬКОВА

ИННОВАЦИОННЫЕ РЕШЕНИЯ В ОБЛАСТИ ГРАВИТАЦИОННЫХ СТЕЛЛАЖЕЙ ДЛЯ ПАЛЛЕТ

Аннотация. В статье представлены результаты научно-исследовательских работ в области гравитационных стеллажей для паллет, проводимых на кафедре подъемно-транспортных систем МГТУ им. Н.Э. Баумана, направленных на обеспечение их безопасной эксплуатации. Проведен анализ конструкций гравитационных роликовых конвейеров. Обоснована необходимость разработки отечественных образцов устройства остановки и разделения паллет и тормозных роликов. Разработаны: математическая модель процесса ударного взаимодействия паллеты с упором устройства остановки и разделения паллет (УОРП) и математические модели процесса движения паллеты по тормозным роликам с учетом их конструктивных параметров. Созданы отечественные образцы устройства остановки и разделения паллет (УОРП) и тормозных роликов различных типов ГРК для паллет. Созданы стенды и проведены экспериментальные исследования опытных отечественных образцов тормозных роликов ГРК для паллет. Проведена верификация разработанных математических моделей процесса движения паллеты по тормозному ролику на основе сравнения с результатами экспериментальных исследований опытных отечественных и зарубежных образцов тормозных роликов. Разработаны методики расчета и методы выбора тормозных роликов ГРК для паллет. Проведены сравнительный анализ эффективности работы и оценка срока службы опытных отечественных образцов тормозных роликов с зарубежными аналогами и между собой.

Ключевые слова: гравитационный роликовый конвейер, паллета, тормозной ролик, центробежный фрикционный ролик, тормозной ролик магнитного типа

Введение

Одной из основных задач Транспортной стратегии Российской Федерации до 2030 года с прогнозом на период до 2035 года, утвержденной распоряжением Правительства РФ от 27 ноября 2021 г. № 3363-р при формировании единого транспортного пространства России [1] является создание системы транспортно-логистических центров на территории страны, которая в сочетании с сетью складов-сателлитов и перегрузочных комплексов создаст условия для повышения эффективности функционирования транспортной системы РФ.

Одним из базовых элементов транспортно-логистических центров являются специализированные и универсальные терминалы, которые представляют собой склады паллетного (поддонов с грузом) хранения. Одним из решений, позволяющим повысить скорость обработки паллетированных грузов, является использование гравитационных стеллажей, состоящих из стеллажной конструкции (СК) и гравитационных роликовых конвейеров (ГРК).

Основными источниками опасности при эксплуатации гравитационного стеллажа являются высокая скорость движения паллет и давление на первую паллету со стороны следующих за ней. Для устранения указанных источников опасности используется два основных элемента безопасности ГРК – тормозной ролик (ТР) и устройство остановки и разделения паллет (УОРП), которые работают совместно, как система.

На рынке РФ представлено большое количество зарубежных и отечественных производителей СК для паллетных гравитационных стеллажей, однако производителей отечественных ГРК на рынке РФ авторам найти не удалось. Основная причина - отсутствие отечественных конструкций и производителей тормозных роликов (ТР), которые обеспечивают безопасную работу ГРК и предназначены для ограничения скорости движения паллет на ГРК.

Однако анализ зарубежной и отечественной литературы указывает на отсутствие технической информации о ТР, что не позволяет оценить безопасность работы паллетных ГРК.

Поэтому проведение теоретических и экспериментальных исследований тормозных роликов различных типов, разработка методов и методик их расчета и выбора, создание опытных отечественных образцов ТР, сравнительный анализ эффективности их работы с зарубежными аналогами являются актуальной научно-практической задачей, решение которой направлено на повышение технического уровня отечественного машиностроения.

В предлагаемой статье представлены результаты научно-исследовательских работ в области гравитационных стеллажей для паллет, проводимых на кафедре подъемно-

транспортных систем МГТУ им. Н.Э Баумана, направленных на обеспечение их безопасной эксплуатации.

Методика расчета допустимой скорости движения паллет на роликовом конвейере паллетного гравитационного стеллажа

Методика расчета допустимой скорости $[V]$ движения паллет на роликовом конвейере паллетного гравитационного стеллажа подробно рассмотрена в работах [2 - 4]. В основу методики положена теории удара Кокса, согласно которой допустимая скорость $[V]$ движения паллеты по ГРК определяется допускаемой деформацией упора УОРП, при которой он не теряет своей несущей способности.

Проведенный патентный и библиографический обзор [5 - 11] конструкций УОРП показал, что чаще всего используется упор УОРП в виде профильной квадратной или круглой трубы с приваренными к ней пластиной или уголком. Для упора УОРП, выполненного из трубы $40 \times 40 \times 3$ [12] и приваренной к ней по всей длине пластины толщиной 6 мм из стали Ст. 3 зависимости допустимой скорости $[V]$ движения от массы M паллеты при использовании EUR- и FIN-поддонов показаны на рисунке 1. Как хорошо видно из рисунка 1 допустимая скорость $[V]$ паллеты, при которой не происходит потеря несущей способности упора УОРП, уменьшается с увеличением массы паллеты. Следовательно, ТР должен обеспечивать скорость движения паллет, не превышающей допустимую скорость $[V]$ паллеты. Полученные расчетные данные хорошо согласуются с указанными в характеристиках ТР зарубежных производителей.

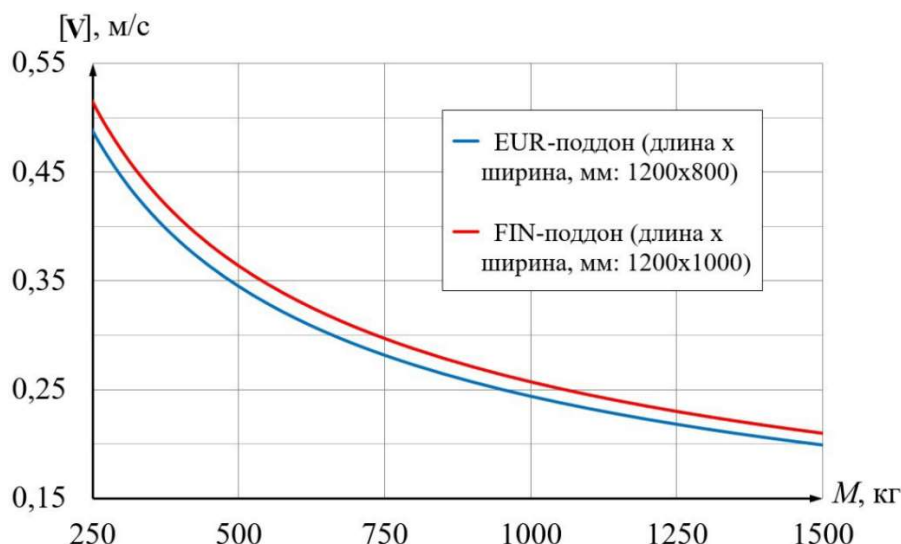


Рисунок 1 – Зависимости допустимой скорости $[V]$ движения от массы M паллеты при использовании деревянных EUR- и FIN-поддонов

Обзор и анализ конструкций тормозных роликов

Проведен анализ патентов и научно-технической литературы в области конструкций ТР, предложена их классификация. Анализ показал, что наиболее широко применяемой конструкцией ТР является ЦФР.

Обзор и анализ патентов, научно-технической литературы и исследований ГРК показал, что наиболее перспективными и широко применяемыми зарубежными конструкциями ТР являются центробежный фрикционный ролик (ЦФР) [13] и тормозной ролик магнитного типа (ТМР) [14, 15], которые предназначены для ограничения скорости движения паллет на ГРК и снижения ударных нагрузок на УОПР. УОПР, в свою очередь, позволяет исключить давление на выгружаемую с ГРК паллету со стороны следующих за ней, устраняя тем самым появление дополнительного опрокидывающего момента, действующего со стороны паллет на погрузчик, и как следствие, возникновение аварийных ситуаций.

Было установлено, что существующие современные зарубежные конструкции ТР имеют два основных узла – планетарный мультипликатор и тормоз. При этом отсутствуют отечественные методики расчета ТР, учитывающие особенности их работы в составе ГРК, и, прежде всего, связанные с применением планетарного мультипликатора, создающего вращение обечайки ролика и ступицы тормоза в противоположных направлениях, отсутствует

научно обоснованная методика определения передаточных отношений мультипликатора, определяющая выбор типа мультипликатора.

Математическая модель процесса движения паллеты по ТР

Разработаны ММ процесса движения паллеты по ТР двух типов – ЦФР и ТМР, получены расчетные зависимости скорости V движения паллеты по ТР в зависимости от массы M паллеты и конструктивных параметров ТР.

Анализ расчетной зависимости показал, что основными параметрами, определяющими эффективность работы ЦФР, являются: угол установки фрикционной накладки на тормозной колодке, определяющий плечи действия сил нормального давления и трения, передаточное отношение мультипликатора ЦФР, коэффициент трения между фрикционной накладкой и обечайкой ЦФР.

На основе созданной ММ процесса движения паллеты по ЦФР разработана методика расчета параметров ЦФР, обеспечивающих безопасность и эффективность работы ГРК.

На основании анализа расчетной зависимости для определения скорости V движения паллеты по ДМР сделан вывод, что основными параметрами, определяющими тормозные функции ДМР, а значит и скорость движения паллеты по ДМР, являются коэффициент магнитной вязкости и передаточное отношение мультипликатора. Расчет скорости V движения паллеты по ДМР от массы M паллеты показал, что график скорости представляет собой практически линейную зависимость, а наклон графика скорости определяется коэффициентом магнитной вязкости.

Экспериментальные исследования коэффициента магнитной вязкости в режимах эксплуатации ДМР в ГРК для паллет [16, 17] был использован трибометр NANOVEA T50, общий вид которого представлен на рисунке 2.



Рисунок 2 – Общий вид трибометра NANOVEA T50

Для исследования коэффициента магнитной вязкости ТР магнитного типа ГРК для паллет впервые был создан экспериментальный узел вихретокового торможения, общий вид которого представлен на Рисунке 3. Крепежный переходник 2 с постоянным магнитом 3 (или парой постоянных магнитов 3) закреплен на одном конце вертикальной штанги 4 рычага 5. Постоянный магнит 3 (или пара постоянных магнитов 3) осуществляет воздействие на проводящее тело 6, закрепленный на вращающемся основании 7. Рычаг 5 имеет возможность поворота и горизонтального перемещения с помощью подвижной опоры 1.

На основании проведенных экспериментальных исследований было установлено, что коэффициент магнитной вязкости: уменьшается с увеличением воздушного зазора между проводящим телом и магнитами как при одностороннем, так и при двустороннем расположении магнитов относительно проводящего тела, причем эта зависимость имеет экспоненциальный характер; в 2,5-3 раза больше при двустороннем расположении магнитов, чем при одностороннем расположении магнита относительно проводящего тела; уменьшается на 10...25% при увеличении частоты вращения проводящего тела; не зависит от изменения расстояния между центрами проводящего тела и постоянного магнита; уменьшается на 25...45% при появлении краевого эффекта (в зависимости от величины воздушного зазора).

Для обеспечения допустимых скоростей $[V]$ движения паллет необходимо, чтобы мультипликатор ТР имел передаточные отношения не менее 20, что на практике достигается использованием планетарного мультипликатора с количеством ступеней не менее 2-х.

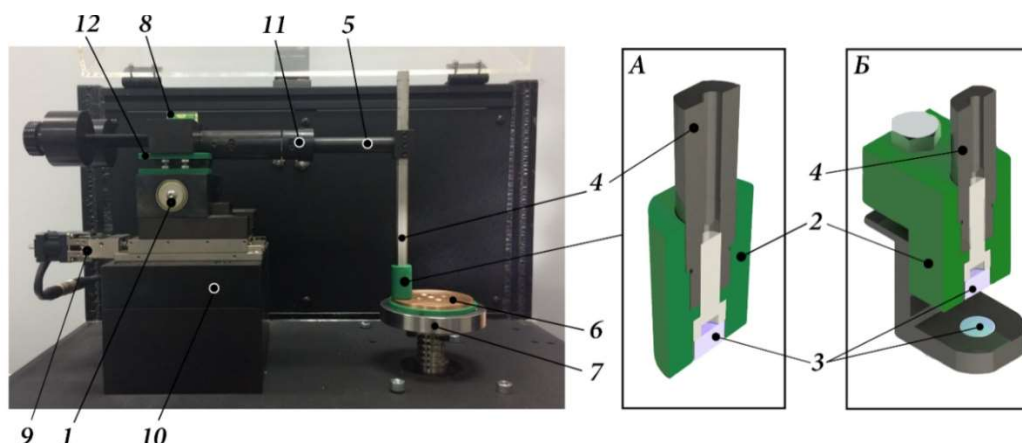


Рисунок 3 – Общий вид узла вихревого торможения для экспериментального исследования коэффициента магнитной вязкости:

1 – подвижная опора; 2 – крепежный переходник; 3 – постоянные магниты; 4 – штанга вертикальная; 5 – рычаг; 6 – проводящее тело; 7 – вращающееся основание; 8 – пузырьковый уровень; 9 – электропривод радиального перемещения; 10 – неподвижная рама; 11 – пьезодатчик тангенциальной силы; 12 – резьбовой фиксатор; А – переходник с одним постоянным магнитом; Б – переходник с парой постоянных магнитов

Отечественные образцы тормозных роликов различных типов ГРК для паллет

Созданы отечественные образцы устройства останова и разделения паллет (УОРП) и тормозных роликов различных конструкций ГРК для паллет, получены патенты на полезную модель УОРП и ТР различных типов [18 - 21], один из которых приведен на рисунке 4.

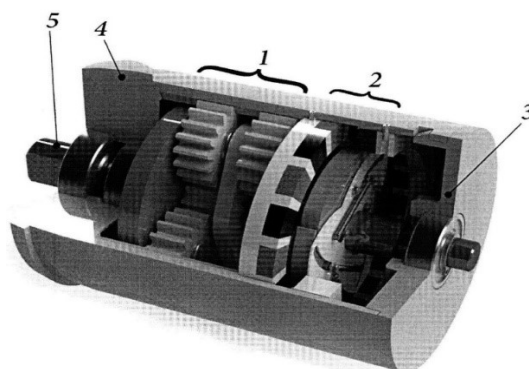


Рисунок 4 – Ролик тормозной магнитный для роликовых гравитационных конвейеров:

1 – мультипликатор; 2 - тормозная центробежная система магнитного типа;
3 – подшипниковый фланец; 4 – обечайка; 5 – ось

Стенды для исследования опытных отечественных образцов тормозных роликов ГРК для паллет

Для проведения экспериментальных исследований опытных отечественных образцов ТР различных типов создан стенд, схема которого представлена на рисунке 5, на который получены два патента [22, 23]. Стенд состоит из трех основных частей – механической, электрической и измерительной.

Особенностью механической части стенда является полиспастная система, которая предназначена для нагружения ТР крутящим моментом, имитирующим движение паллеты по ТР, и состоит из ТР 1, на который наматывается канат 2, один конец которого жестко закрепляется на ТР 1, а другой конец, проходящий через направляющий блок 5, размещенный на кронштейнах стойки 3, соединяется с грузовой подвеской 16, на которой размещаются контрольные грузы 4. Удержание контрольных грузов 4 на весу осуществляется посредством самоторможения вала червячного колеса редуктора 12 при её соединении с валом электромагнитной муфты 11. При этом редуктор стенда выбран из условия удержания на весу

контрольного груза массой 30 кг, имитирующего движение паллеты массой 1500 кг по роликовому полотну гравитационного конвейера с углом наклона от 2° до 6°.

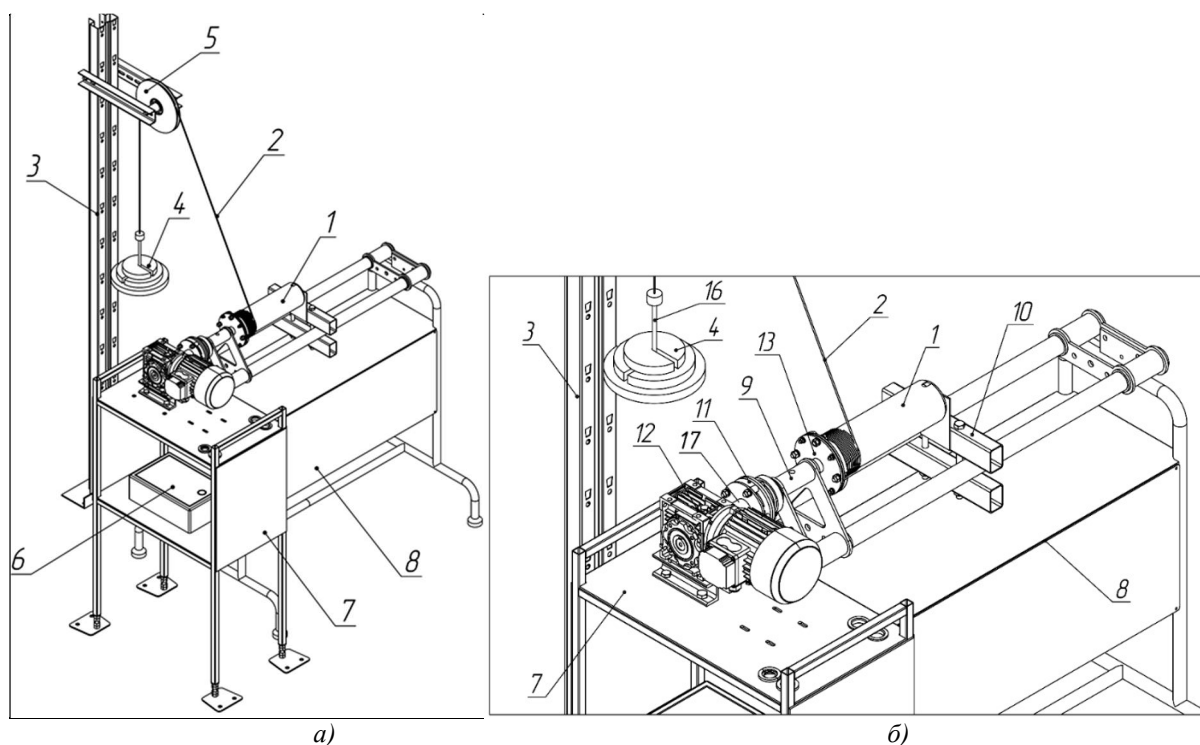


Рисунок 5 – Схема стенда для экспериментальных исследований ТР различных типов:

а – механическая часть; б – механизм подъема

При проведении испытаний масса контрольного груза 4 выбирается в соответствии с массой паллеты, уклоном роликового полотна ГРК, диаметром тормозного ролика.

Измерительная система стенда построена на аппаратной платформе Arduino UNO Rev3 [24], обеспечивающей сбор, обработку и отображение информации (на экране ПК), поступающей со стенда и объекта испытаний (ТР).

Испытания ТР проводились в автоматическом режиме при варьировании массы m контрольного груза от 2 до 26 кг. Переход от массы m контрольного груза к массе M паллеты осуществляется по формуле:

$$M = \frac{m}{\tan \alpha} = K_{\text{им}} m,$$

где $K_{\text{им}}$ – коэффициент имитации стенда, $K_{\text{им}} = \frac{1}{\tan \alpha - w}$.

Испытания проводились, начиная с массы m контрольного груза равной 2 кг, совершающей 60 циклов опускания в автоматическом режиме, после чего на грузовую подвеску добавлялось еще 2 кг и проводились следующие 60 циклов.

На основании полученных результатов измерений проводится расчет (в программе Microsoft Excel) и строится график скорости установившегося движения паллеты в процессе ее торможения в канале ГРК для паллет в зависимости от ее массы.

Пример результатов сравнительного анализа, полученных расчетных и экспериментальных исследований скорости контрольного груза при испытании ЦФР приведены на рисунке 6. Сравнительный анализ показал, что среднее значение погрешности ММ во всем диапазоне масс паллет составляет не более 8,2% с доверительной вероятностью 0,95.

Проведенные экспериментальные исследования, а также верификация ММ, позволили для опытного отечественного образца ЦФР провести сравнительный анализ эффективности его работы с зарубежными аналогами и разработать метод оценки его срока службы, а для ТР магнитного типа разработать метод его выбора для использования в ГРК для паллет.

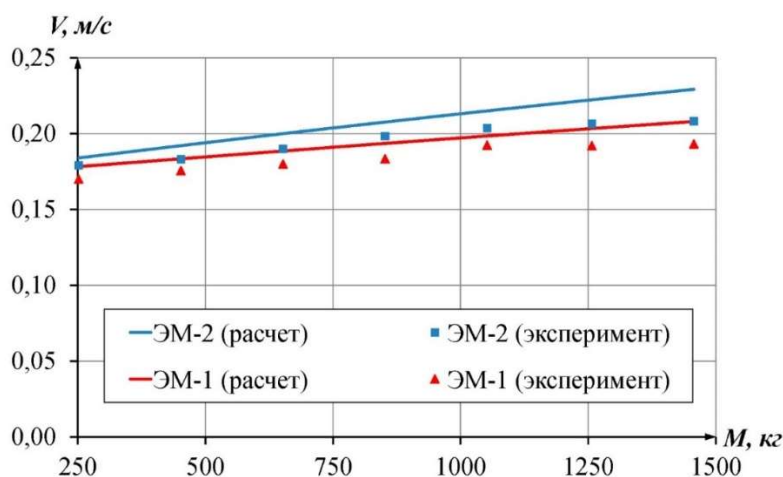


Рисунок 6 – Сравнительный анализ результатов расчетных и экспериментальных исследований скорости V контрольного груза при испытании опытного отечественного образца ЦФР для ФПМ типов ЭМ-1 и ЭМ-2

Анализ эффективности применения тормозных роликов

Сравнительный анализ эффективности работы ЦФР проводился для опытного отечественного образца и его зарубежных аналогов производства Китай и ФРГ (рисунок 7) путем их экспериментальных исследований.



Рисунок 7 – Общий вид образцов ЦФР для испытаний:
а – производство Китай; б – производство Германия; в – опытного отечественного образца

Эффективность работы ЦФР оценивалась по следующим показателям:

- значениям рабочего диапазона масс паллет $[M_{\min}, M_{\max}]$, где M_{\min} – минимальная масса паллеты ($M_{\min} = 250$ кг); M_{\max} – максимальная масса паллеты, при которой ЦФР способен обеспечивать скорость V движения паллеты по ЦФР, не превышающую допустимых значений скоростей $[v]$ движения паллет на ГРК;
- значениям отклонений скоростей $\Delta V_{\%}$ движения паллет различной массы по ЦФР:

$$\Delta V_{\%} = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V_{\max}},$$

где V_{\max} и V_{\min} – максимальная и минимальная скорости движения паллеты по ЦФР, определяемые для M_{\max} и M_{\min} соответственно, м/с;

- сроку службы P , лет.

Результаты сравнительного анализа эффективности работы ЦФР различных производителей с одинаковыми габаритными размерами (диаметр ЦФР) представлены на рисунке 8. Было установлено, что опытный отечественный образец ЦФР имеет самый широкий рабочий диапазон масс M паллет.

Срок службы опытного отечественного образца ЦФР оценивался по экспериментальным данным износа фрикционной накладки для следующих режимов работы

ГРК: количество часов работы в смену – $t_{см} = 8$; количество смен в день – $z_{см} = 1$; количество рабочих дней в году – $n_{раб} = 250$; производительность – $\Pi = 20$ пал/час.

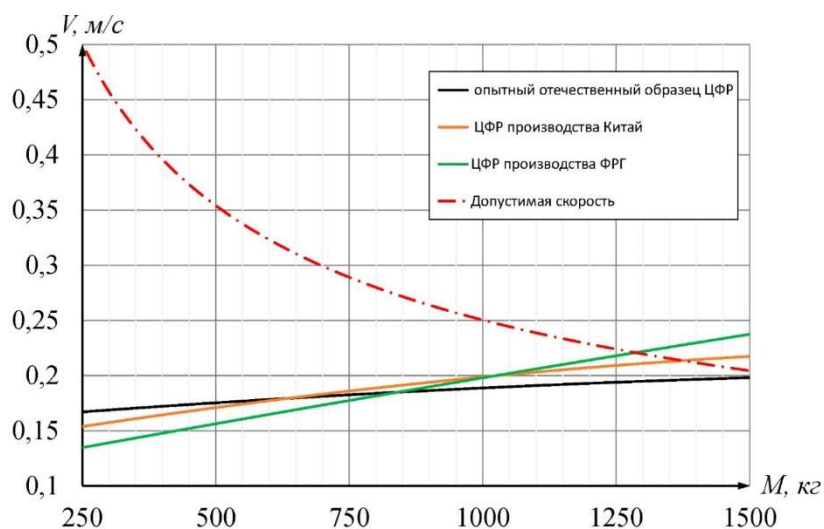


Рисунок 8 – Сравнительный анализ рабочего диапазона масс M и скоростей V паллет опытного отечественного образца ЦФР с зарубежными аналогами

Срок службы P ЦФР определялся расчетным ресурсом фрикционной накладки по формуле

$$P = \frac{m_{Н}^{пред} \cdot V}{I_{Мср} \cdot l_{гр} \cdot \Pi \cdot t_{см} \cdot z_{см} \cdot n_{раб}}, \quad (1)$$

где P – срок службы, лет;

$m_{Н}^{пред}$ – предельная масса изношенной части фрикционной накладки ЦФР, г,

$I_{Мср}$ – средний массовый износ фрикционной накладки ЦФР, г/с;

$l_{гр}$ – длина паллеты, м;

V – скорость движения паллеты по ЦФР, м/с.

На основании проведенного анализа эффективности работы опытного отечественного образца ЦФР с зарубежными аналогами, можно сделать следующие выводы:

1. Рабочий диапазон масс M паллет (при $V \leq [v]$) для опытного отечественного образца ЦФР составляет 250...1500 кг; для ЦФР производства Китай – 250...1370 кг, для ЦФР производства ФРГ – 250...1280 кг.

2. Разброс скоростей $\Delta V_{\%}$ движения паллет различной массы по ЦФР составляет: 19% для опытного отечественного образца ЦФР, 28% для ЦФР производства Китай; 36% для ЦФР производства ФРГ.

3. Разработана методика оценки срока службы ЦФР.

4. Расчетами по формуле (1) установлено, что: минимальный срок службы опытного отечественного образца ЦФР превышает срок службы зарубежных аналогов в 1,5...3 раза и сопоставим со сроком эксплуатации стеллажных конструкций (без их технического обслуживания); максимальный срок службы опытного отечественного образца ЦФР (при толщине накладки 8 мм и материала накладки ЭМ-1) сравним со сроком службы несущего ролика ГРК зарубежного производства, что позволяет использовать отечественные ЦФР в течении всего срока службы ГРК гравитационного стеллажа для паллет.

Разработан метод выбора ТР магнитного типа для использования в ГРК для паллет, который предполагает определение рабочего диапазона масс паллет с учетом допустимой и минимальной скоростей движения паллеты, включающий два способа – табличный (предварительный) и графический (уточненный). Расчетами установлено, что сопротивление от неровности роликового полотна оказывает существенное влияние на выбор ДМР, уменьшая рабочий диапазон масс паллет, в котором обеспечивается поддержание скорости в пределах, не превышающих допустимых скоростей движения паллеты на ГРК и находящихся выше минимальной скорости V_{\min} движения паллеты для преодоления неровности роликового полотна. Графический (уточненный) способ метода выбора ДМР позволяет определить рабочий диапазон масс паллет при известной конструкции ДМР и уклоне ГРК, а также подобрать конструкцию ДМР и уклон ГРК для паллеты соответствующей массы. Подробное

описание алгоритма метода выбора ТР магнитного типа для использования в ГРК для паллет приведено в работе [25].

Выводы

1. Проведен анализ конструкций гравитационных роликовых конвейеров, определены основные элементы безопасности, разработана классификация конструкций тормозных роликов;
2. Обоснована необходимость разработки отечественных образцов тормозных роликов ГРК для паллет;
3. Разработана математическая модель процесса ударного взаимодействия паллеты с упором устройства остановки и разделения паллет (УОРП);
4. Разработаны математические модели процесса движения паллеты по тормозным роликам с учетом их конструктивных параметров;
5. Созданы отечественные образцы устройства остановки и разделения паллет (УОРП) и тормозных роликов различных типов ГРК для паллет.
6. Созданы стенды и проведены экспериментальные исследования опытных отечественных образцов тормозных роликов ГРК для паллет;
7. Проведена верификация разработанных математических моделей процесса движения паллеты по тормозному ролику на основе сравнения с результатами экспериментальных исследований опытных отечественных и зарубежных образцов тормозных роликов;
8. Разработаны методики расчета и методы выбора тормозных роликов ГРК для паллет;
9. Проведены сравнительный анализ эффективности работы и оценка срока службы опытных отечественных образцов тормозных роликов с зарубежными аналогами и между собой.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Распоряжение Правительства РФ от 27 ноября 2021 г. № 3363-р «Об утверждении Транспортной стратегии Российской Федерации до 2030 года с прогнозом на период до 2035 года». 2021. 285 с.
2. Сафронов Е.В., Шарифуллин И.А., Носко А.Л. Устройства безопасной эксплуатации гравитационных роликовых конвейеров паллетного типа: Монография. М: Университетская книга, 2018. 72 с.
3. Safronov E., Nosko A. A Method to Determine Allowable Speed for a Unit Load in a Pallet Flow Rack // Acta Mechanica et Automatica. 2019. Vol. 13, №. 2. P. 80-85.
4. Сафронов Е. В. Расчет допустимой скорости движения паллет определяющей безопасную эксплуатацию гравитационных стеллажных систем // Фундаментальные основы механики. 2017. № 2. С. 87-89.
5. Шарифуллин И. А., Сафронов Е. В., Носко А. Л. Обзор и анализ конструкций устройств остановки и разделения паллет роликовых гравитационных конвейеров // Journal of advanced research in technical science. 2018. № 8. С. 18-29.
6. Пат. 171994 Российская Федерация, МПК B65G 1/08, B65G 47/88. Устройство для остановки и разделения паллет / Носко А.Л., Сафронов Е.В., Шарифуллин И. А.; заявитель и патентообладатель МГТУ им. Н.Э. Баумана - № 2017110891, заявл. 31.03.2017; 23.06.2017. Бюл. № 18-2017.
7. Patent USA 8820506. Time delay separator/Interroll Holding A.G. Published 02.09.2014.
8. Patent USA 5213189. Load separating mechanism for a roller conveyor/Interroll Holding A.G. Published 25.05.1993.
9. Patent USA 5890577. Load separator for a dynamic storage lane/Sipa-Roller. Published 06.04.1999.
10. Patent Germany 102011078598. Ein Regalsystem mit einem Durchlaufregal und mit mechanisch lose gekoppelter Separiervorrichtung/Bito-Lagertechnik Bittmann GmbH. Published 19.09.2013.
11. Patent USA 3532201. Conveyor load spacer/Interlake Steel Corporation. Published 06.10.1970.
12. ГОСТ 8639-82. Трубы стальные квадратные. Сортамент. - М: Стандартинформ, 2006. 7 с.
13. Patent Germany DE202011106752. Bremsfoerderrolle / Bito-Lagertechnik Bittmann GmbH. Published. 30.11.2011.
14. Patent Germany EP2128048. Bremsrolleneinsatz, Bremsrolle und Rollenbahn/ Werner Langer GmbH & Co. Published 02.12.2009.
15. Patent USA 8887898. Conveyor roller with centrifugal force-operated magnetic brake / Interroll Holding AG. Published 18.11.2014.
16. Экспериментальное исследование вихретокового торможения применительно к гравитационным роликовым конвейерам / И.А. Шарифуллин [и др.] // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2020. № 4 (342). С. 106-116.
17. Исследование работы тормозных магнитных роликов гравитационных роликовых конвейеров / И.А. Шарифуллин [и др.] // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2021. № 4 (348). С. 134-143.
18. Пат. 170875 Российская Федерация, МПК B65G 13/075. Ролик тормозной для роликовых гравитационных конвейеров / Носко А.Л., Сафронов Е.В.; заявитель и патентообладатель МГТУ им. Н.Э. Баумана – № 2017105276/11; заявл. 17.02.2017; опублик. 12.05.2017. Бюл. 14-2017.

19. Пат. 174165 Российская Федерация, МПК В65G 13/075. Ролик тормозной регулируемый для роликовых гравитационных конвейеров / Носко А.Л., Сафронов Е.В.; заявитель и патентообладатель МГТУ им. Н.Э. Баумана - № 2017123717, заявл. 05.07.2017; опубл. 05.10.2017. Бюл. № 28 – 2017.

20. Пат. 198420 Российская Федерация, МПК В65G 13/075. Ролик тормозной магнитный для роликовых гравитационных конвейеров / Носко А.Л., Сафронов Е.В., Потапов В.А., Шарифуллин И.А.; заявитель и патентообладатель Закрытое акционерное общество «Инженерно-технический центр «КРОС» - № 2020106638; заявл. 12.02.2020; опубл. 06.07.2020. Бюл. № 02-2020.

21. Пат. 212450 Российская Федерация, МПК В65G 13/075. Ролик тормозной реверсивный / Носко А.Л., Сафронов Е.В., Потапов В.А.; заявитель и патентообладатель Закрытое акционерное общество «Инженерно-технический центр «КРОС» - № 2022112931; заявл. 13.05.2022; опубл. 21.07.2022. Бюл. 21-2022.

22. Пат. 215636 Российская Федерация, МПК G01M 13/00, G01N 3/32. Стенд для ресурсных испытаний роликового полотна и разделителя паллет / Носко А.Л., Сафронов Е.В., Потапов В.А., Шарифуллин И.А., Серов И.Н., Гуськова А.С., Носко Е.А. Заявитель и патентообладатель Закрытое акционерное общество «Инженерно-технический центр «КРОС» - № 2022126557; заявл. 12.10.2022; опубл. 21.12.2022. Бюл. № 36-2022.

23. Стенд для ресурсных испытаний тормозных роликов гравитационных конвейеров / И.А. Шарифуллин [и др.] // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2018. № 4-2. С.161-167.

24. Платформа Arduino UNO Rev3. <http://arduino.ru/shop/arduino/arduino-uno-r3.html> (дата обращения: 06.04.2018).

25. Метод выбора тормозных роликов магнитного типа для паллетных гравитационных стеллажей // Шарифуллин И.А., Носко А.Л., Сафронов Е.В. Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2023. № 4 (360). С. 73-80.

Носко Андрей Леонидович

МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва
Доктор технических наук, доцент, профессор
кафедры «Подъемно-транспортные системы»
105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1
Тел. (499) 263–63–91
E-mail: nosko@bmstu.ru

Сафронов Евгений Викторович

МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва
Кандидат технических наук, доцент кафедры
«Подъемно-транспортные системы»
105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1
Тел. (499) 263–63–91
E-mail: safronov@bmstu.ru

Шарифуллин Ильдар Азатович

МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва
Кандидат технических наук, доцент кафедры
«Подъемно-транспортные системы»
105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1
Тел. (499) 263–63–91
E-mail: sharifullin@bmstu.ru

Гуськова Анна Сергеевна

МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва
Аспирант кафедры «Подъемно-транспортные системы»
105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1
Тел. (499) 263–63–91
E-mail: gusanser@bmstu.ru

A.L. NOSKO, E.V. SAFRONOV, I.A. SHARIFULLIN, A.S. GUSKOVA

INNOVATIVE SOLUTIONS IN THE FIELD OF GRAVITY PALLET RACKS

Abstract. The article presents the results of scientific research in the field of gravity racks for pallets, conducted at the Department of Lifting and Transport Systems of Bauman Moscow State Technical University, aimed at ensuring their safe operation. The analysis of the designs of gravity roller conveyors is carried out. The necessity of developing domestic samples of the device for stopping and separating pallets and brake rollers is justified. Developed: a mathematical model of the process of impact interaction of pallets with the emphasis of the pallet stop and separation device (UORP) and mathematical models of the process of movement of pallets on brake rollers, taking into account their design parameters. Domestic samples of the pallet stop and separation device (UORP) and brake rollers of various types of GRC for pallets have been created. Stands have been created and experimental studies of experimental domestic samples of GRK brake rollers for pallets have been carried out. The verification of the developed mathematical models of the pallet movement process on the brake roller was carried out based on comparison with the results of experimental studies of experimental domestic and foreign brake roller samples. Calculation methods and selection methods of GRC brake rollers for pallets have been developed. A comparative analysis of the efficiency of work and an assessment of the service life of experimental domestic brake roller samples with foreign analogues and among themselves have been carried out.

Keywords: gravity roller conveyor, pallet, brake roller, centrifugal friction roller, magnetic type brake roller.

BIBLIOGRAPHY

1. Rasporyazhenie Pravitel'stva RF ot 27 noyabrya 2021 g. № 3363-r «Ob utverzhdenii Transportnoj strategii Rossijskoj Federacii do 2030 goda s prognozom na period do 2035 goda». 2021. 285 s.
2. Safronov E.V., Sharifullin I.A., Nosko A.L. Ustrojstva bezopasnoj e'kspluatacii gravitacionny'x rolikovy'x konvejerov palletnogo tipa: Monografiya. M: Universitetskaya kniga, 2018. 72 s.
3. Safronov E., Nosko A. A Method to Determine Allowable Speed for a Unit Load in a Pallet Flow Rack // Acta Mechanica et Automatica. 2019. Vol. 13, №. 2. P. 80-85.

4. Safronov E. V. Raschet dopustimoy skorosti dvizheniya pallet opredelyayushhej bezopasnuyu e'kspluatatsiyu gravitacionny'x stellazhny'x sistem // Fundamental'ny'e osnovy' mexaniki. 2017. № 2. S. 87-89.
5. Sharifullin I. A., Safronov E. V., Nosko A. L. Obzor i analiz konstrukcij ustrojstv ostanovki i razdeleniya pallet rolikovy'x gravitacionny'x konvejerov // Journal of advanced research in technical science. 2018. № 8. S. 18-29.
6. Pat. 171994 Rossijskaya Federaciya, MPK B65G 1/08, B65G 47/88. Ustrojstvo dlya ostanovki i razdeleniya pallet / Nosko A.L., Safronov E.V., Sharifullin I. A.; zayavitel' i patentoobladatel' MGTU im. N.E'. Bauman - № 2017110891, zayavl. 31.03.2017; 23.06.2017. Byul. № 18-2017.
7. Patent USA 8820506. Time delay separator/Interroll Holding A.G. Published 02.09.2014.
8. Patent USA 5213189. Load separating mechanism for a roller conveyor/Interroll Holding A.G. Published 25.05.1993.
9. Patent USA 5890577. Load separator for a dynamic storage lane/Sipa-Roller. Published 06.04.1999.
10. Patent Germany 102011078598. Ein Regalsystem mit einem Durchlaufregal und mit mechanisch lose gekoppelter Separiervorrichtung/Bito-Lagertechnik Bittmann GmbH. Published 19.09.2013.
11. Patent USA 3532201. Conveyor load spacer/Interlake Steel Corporation. Published 06.10.1970.
12. GOST 8639-82. Truby stal'ny'e kvadratny'e. Sortiment. - M: Standartinform, 2006. 7 s.
13. Patent Germany DE202011106752. Bremsfoerderrolle / Bito-Lagertechnik Bittmann GmbH. Published. 30.11.2011.
14. Patent Germany EP2128048. Bremsrolleneinsatz, Bremsrolle und Rollenbahn/ Werner Langer GmbH & Co. Published 02.12.2009.
15. Patent USA 8887898. Conveyor roller with centrifugal force-operated magnetic brake / Interroll Holding AG. Published 18.11.2014.
16. E'ksperimental'noe issledovanie vixretokovogo tormozheniya primenitel'no k gravitacionny'm rolikovy'm konvejeram / I.A. Sharifullin [i dr.] // Fundamental'ny'e i prikladny'e problemy' tekhniki i texnologii. 2020. № 4 (342). S. 106-116.
17. Issledovanie raboty tormozny'x magnitny'x rolikov gravitacionny'x rolikovy'x konvejerov / I.A. Sharifullin [i dr.] // Fundamental'ny'e i prikladny'e problemy' tekhniki i texnologii. 2021. № 4 (348). S. 134-143.
18. Pat. 170875 Rossijskaya Federaciya, MPK B65G 13/075. Rolik tormoznoj dlya rolikovy'x gravitacionny'x konvejerov / Nosko A.L., Safronov E.V.; zayavitel' i patentoobladatel' MGTU im. N.E'. Bauman - № 2017105276/11; zayavl. 17.02.2017; opubl. 12.05.2017. Byul. 14-2017.
19. Pat. 174165 Rossijskaya Federaciya, MPK B65G 13/075. Rolik tormoznoj reguliruemj' dlya rolikovy'x gravitacionny'x konvejerov / Nosko A.L., Safronov E.V.; zayavitel' i patentoobladatel' MGTU im. N.E'. Bauman - № 2017123717, zayavl. 05.07.2017; opubl. 05.10.2017. Byul. № 28 – 2017.
20. Pat. 198420 Rossijskaya Federaciya, MPK B65G 13/075. Rolik tormoznoj magnitny'j dlya rolikovy'x gravitacionny'x konvejerov / Nosko A.L., Safronov E.V., Potapov V.A., Sharifullin I.A.; zayavitel' i patentoobladatel' Zakry'toe akcionernoe obshhestvo «Inzhenerno-texnicheskij centr «KROS» - № 2020106638; zayavl. 12.02.2020; opubl. 06.07.2020. Byul. № 02-2020.
21. Pat. 212450 Rossijskaya Federaciya, MPK B65G 13/075. Rolik tormoznoj reversivny'j / Nosko A.L., Safronov E.V., Potapov V.A.; zayavitel' i patentoobladatel' Zakry'toe akcionernoe obshhestvo "Inzhenerno-texnicheskij centr "KROS" – № 2022112931; zayavl. 13.05.2022; opubl. 21.07.2022. Byul. 21-2022.
22. Pat. 215636 Rossijskaya Federaciya, MPK G01M 13/00, G01N 3/32. Stend dlya resursny'x ispy'tanij rolikovogo polotna i razdelatelya pallet / Nosko A.L., Safronov E.V., Potapov V.A., Sharifullin I.A., Serov I.N., Gus'kova A.S., Nosko E.A. Zayavitel' i patentoobladatel' Zakry'toe akcionernoe obshhestvo «Inzhenerno-texnicheskij centr «KROS» - № 2022126557; zayavl. 12.10.2022; opubl. 21.12.2022. Byul. № 36-2022.
23. Stend dlya resursny'x ispy'tanij tormozny'x rolikov gravitacionny'x konvejerov / I.A. Sharifullin [i dr.] // Fundamental'ny'e i prikladny'e problemy' tekhniki i texnologii. 2018. № 4-2. S.161-167.
24. Platforma Arduino UNO Rev3. <http://iarduino.ru/shop/arduino/arduino-uno-r3.html> (data obrashheniya: 06.04.2018).
25. Metod vy'bora tormozny'x rolikov magnitnogo tipa dlya palletny'x gravitacionny'x stellazhej // Sharifullin I.A., Nosko A.L., Safronov E.V. Fundamental'ny'e i prikladny'e problemy' tekhniki i texnologii. 2023. № 4 (360). S. 73-80.

Nosko Andrey Leonidovich

Bauman Moscow State Technical University, Moscow
 Doctor of Technical Sciences, Associate Professor,
 Professor of the Department «Lifting and Transport Systems»
 105005, Moscow, 2-ya Baumanskaya ul., 5, str. 1
 Ph.: (499) 263–63–91
 E-mail: nosko@bmstu.ru

Safronov Evgeniy Viktorovich

Bauman Moscow State Technical University, Moscow
 Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of
 the Department «Lifting and Transport Systems»
 105005, Moscow, 2-ya Baumanskaya ul., 5, str. 1
 Ph.: (499) 263–63–91
 E-mail: safronov@bmstu.ru

Sharifullin Ildar Azatovich

Bauman Moscow State Technical University, Moscow
 Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of
 the Department «Lifting and Transport Systems»
 105005, Moscow, 2-ya Baumanskaya ul., 5, str. 1
 Ph.: (499) 263–63–91
 E-mail: sharifullin@bmstu.ru

Guskova Anna Sergeevna

Bauman Moscow State Technical University, Moscow
 Postgraduate student of the Department «Lifting and
 transport Systems»
 105005, Moscow, 2-ya Baumanskaya ul., 5, str. 1
 Ph.: (499) 263–63–91
 E-mail: gusanser@bmstu.ru

А.С. ГУСЬКОВА, Е.В. САФРОНОВ, А.Л. НОСКО

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРМОЗНОГО РОЛИКА ДИНАМИЧЕСКОГО ТОРМОЖЕНИЯ

Аннотация. Для безопасной работы гравитационных конвейеров для паллет необходимо ограничивать скорость ее движения в допустимых пределах, которую предлагается регулировать путем преобразования механической энергии вращения обечайки ролика в электрическую при помощи электрической машины малой мощности. Проведена проверка работоспособности опытного отечественного образца тормозного ролика динамического торможения. Получены естественные и искусственные механические характеристики двигателя ролика динамического торможения. Проведен анализ возможного использования тормозного ролика динамического торможения для обеспечения эффективной и безопасной работы гравитационного конвейера для паллет.

Ключевые слова: тормозной ролик, гравитационный роликовый конвейер, паллета, динамическое торможение.

Введение

На производительность и затраты на внутренние логистические системы складов существенным образом влияют методы подбора заказов [1]. Для повышения показателей эффективности работы склада и сокращения издержек осуществляют планирование и оптимизацию рабочих процессов с помощью внедрения программных инструментов [2]. Данные системы позволяют эффективно распределить проходы с местами складирования и продукцию по ним, разработать маршрутизацию для сборщиков продукции, предложить решения по отбору и комплектации [3, 4].

Одним из решений в повышении производительности обработки паллетированных грузов на складах является использование гравитационных стеллажей, использование которых совместно с обслуживающими его автоматизированными кранами-штабелерами [5] или шаттловыми системами [6] позволяет сократить 22-25% пробега транспортирующего оборудования по сравнению со стеллажными системами, состоящими из фронтальных стеллажей. Принципиальное конструктивное отличие гравитационного стеллажа от других типов стеллажей для паллет состоит в его динамической части, закрепленной на стеллажной металлоконструкции. Динамическая часть представляет гравитационный роликовый конвейер (ГРК), состоящий из неприводных несущих роликов и элементов безопасности, таких как тормозные ролики и устройство остановки и разделения паллет [7, 8].

Тормозные ролики в конструкции ГРК необходимы для ограничения скорости паллеты при ее передвижении по каналу. В случае превышения допустимой скорости паллетой при ее остановке с помощью устройства и разделения паллет она создаст ударную нагрузку, которая повлечет за собой разрушение или деформацию металлоконструкции стеллажа. Поэтому ГРК должен содержать тормозные ролики (ТР), установленные с шагом на 4...10 % превышающим длину паллеты [9] для задания равномерного движения паллеты по всей длине канала.

Наиболее часто на практике применяются ТР фрикционного и магнитного принципов торможения, которые имеют ограниченные эксплуатационные характеристики – тормозные ролики магнитного и фрикционного типов [10, 11]. Тормозные ролики магнитного типа не имеют возможности работать на всем диапазоне используемых масс паллет от 250 до 1500 кг, а тормозные ролики фрикционного типа уменьшают производительность ГРК в 2-2,5 раза [12].

В работе [12] было предложено регулировать скорость передвижения паллеты за счет возникновения электромагнитного тормозного момента в обмотках двигателя, встраиваемого в тормозной ролик и работающего в режиме динамического или рекуперативного торможения. Таким образом возникает возможность задавать предельную скорость вращения обечайки тормозного ролика, а, следовательно, и передвижения паллеты, электротехническими средствами регулировки электрических машин на всем их рабочем диапазоне.

Целью настоящего исследования является определение механических характеристик двигателя, установленного в тормозной ролик и режимов его работы на всем диапазоне используемых масс паллет.

Принцип действия тормозного ролика динамического торможения

На кафедре РК4 МГТУ им. Н.Э.Баумана разработан и изготовлен опытный отечественный образец ТР динамического торможения (ТРДТ), принципиальная схема которого представлена на рисунке 1. Принцип работы ролика предусматривает регулировку скорости передвижения паллеты посредством преобразования механической энергии вращения обечайки ролика в электрическую с помощью двигателя постоянного тока. Тормозное усилие в данном случае будет определяться подбором тормозного сопротивления или тормозной нагрузки. В случае использования тормозного сопротивления двигатель будет работать в режиме динамического торможения, а в случае активной нагрузки – в режиме рекуперативного торможения.

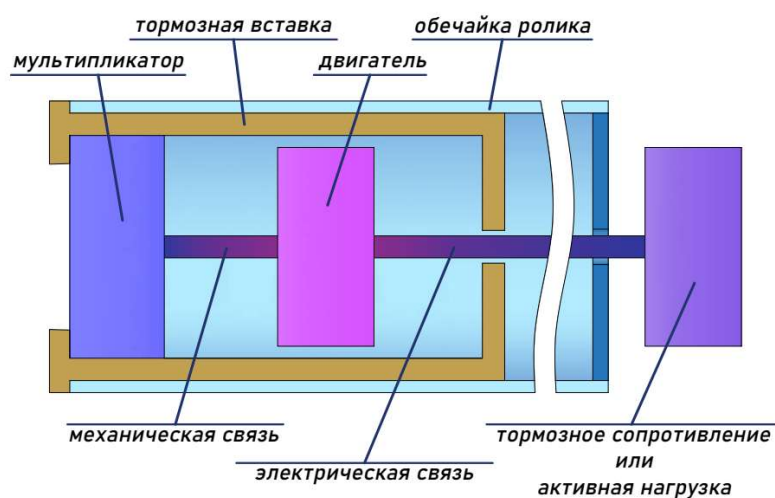


Рисунок 1 – Принципиальная конструктивная схема тормозного ролика динамического торможения

ТРДТ состоит из тормозной вставки с подшипниковым фланцем, который является одной из опор ролика, устанавливаемой в обечайку ролика, с расположенным внутри мультипликатором и двигателем постоянного тока (далее двигатель) с постоянными магнитами (рисунок 2).



Рисунок 2 – Общий вид тормозной вставки опытного отечественного образца ТРДТ

Тормозная вставка имеет консольную скользящую опору по внутренней поверхности обечайки ролика, которая соединена с корпусом двигателя. При вращении обечайки ролика

выходная шестерня мультипликатора передает вращение шестерне на валу двигателя. По закону электромагнитной индукции в двигателе возникает ЭДС, которая при подключении в цепь генератора тормозного сопротивления или активной нагрузки создает разность потенциалов на зажимах обмотки двигателя. Ток якоря двигателя замыкается во всех проводниках обмотки якоря. На проводники с током в магнитном поле начинает действовать электромагнитная сила, создающая электромагнитный тормозной момент, направленный навстречу вращению якоря двигателя, а, следовательно, и обечайки ролика.

При движении паллет с грузом по ТРДТ, его обечайка приобретает частоту вращения равную скорости передвижения паллеты. Через мультипликатор вращение обечайки передается валу двигателя. И на проводники начинает действовать электромагнитный тормозной момент, который уравнивает внешний момент от массы паллеты, приложенный к обечайке ролика. В случае подключения в цепь якоря двигателя тормозного сопротивления, двигатель будет работать в режиме динамического торможения при котором скорость вращения вала двигателя выражается как:

$$n_{\text{ест}} = - \frac{R_{\text{я}}}{C_e C_M \Phi^2} M, \quad (1)$$

$$n_{\text{иск}} = - \frac{R_{\text{я}}}{C_e C_M \Phi^2} \left(1 + \frac{R_{\text{д}}}{R_{\text{я}}} \right) M, \quad (2)$$

где $n_{\text{ест}}$, об/мин – частота вращения вала двигателя для естественной механической характеристики;

$n_{\text{иск}}$, об/мин – частота вращения вала двигателя для искусственной механической характеристики;

M , Нм – внешний момент от массы паллеты;

$R_{\text{я}}$, Ом – сопротивления якоря двигателя;

$R_{\text{д}}$, Ом – добавочное сопротивление;

C_e, C_M – конструктивные постоянные двигателя;

Φ , Вб – магнитный поток.

Выражение (1) можно получить из паспортных данных используемого двигателя, подставив в выражение скорость холостого хода, скорость номинального режима и номинальный момент. Однако получить количественное значение множителя $\frac{R_{\text{я}}}{C_e C_M \Phi^2} \left(1 + \frac{R_{\text{д}}}{R_{\text{я}}} \right)$, устанавливающего наклон механической характеристики выражения (2), не представляется возможным из-за невозможности определить точное значение сопротивления якоря $R_{\text{я}}$ и конструктивных постоянных двигателя C_e, C_M , установленного в опытном образце. Сопротивление якоря $R_{\text{я}}$ для такого рода двигателей зависит от сильных якорных и коллекторных пульсаций напряжения, вызванных погрешностями технологического процесса изготовления двигателя [13].

На лабораторном стенде кафедры РК4 МГТУ им. Н.Э. Баумана [14] (рисунок 3) были проведены испытания тормозного ролика для определения экспериментальных механических характеристик тормозного ролика.

Стенд работает следующим образом.

При включении электромеханического привода 12 и тормозной управляемой муфты 7 канат 2 с подвешенным на его конце контрольным грузом 11 наматывается на тормозной ролик 1. При достижении контрольным грузом 11 крайнего верхнего положения электромеханический привод 12 отключается, а тормозной ролик 1 останавливается и фиксируется от вращения на спуск тормозной управляемой муфтой 7.

После подачи сигнала от системы управления стендом тормозная управляемая муфта 7 отключается и контрольный груз 11 начинает опускаться под действием силы тяжести, передавая вращение тормозному ролику 1 через полиспадную систему. В процессе опускания контрольного груза 11 происходит измерение времени.

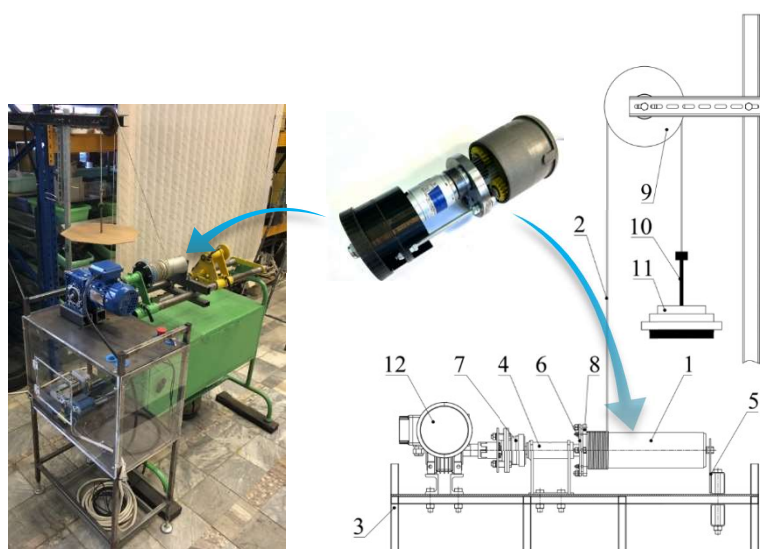


Рисунок 3 – Стенд для испытания тормозных роликов гравитационных конвейеров и стеллажей

При достижении контрольным грузом 11 крайнего нижнего положения (пола) вращение тормозного ролика прекращается.

Далее, после подачи управляющего сигнала системы управления стендом цикл повторяется.

Для опытного отечественного образца ТРДТ ($U_{\text{рол}} = 74,5$ – передаточное отношение тормозного ролика; $P_{\text{м}} = 12$ Вт – выходная мощность двигателя) была экспериментально получена естественная механическая характеристика двигателя представленная в виде графика на рисунке 4 со значениями в таблице 1.

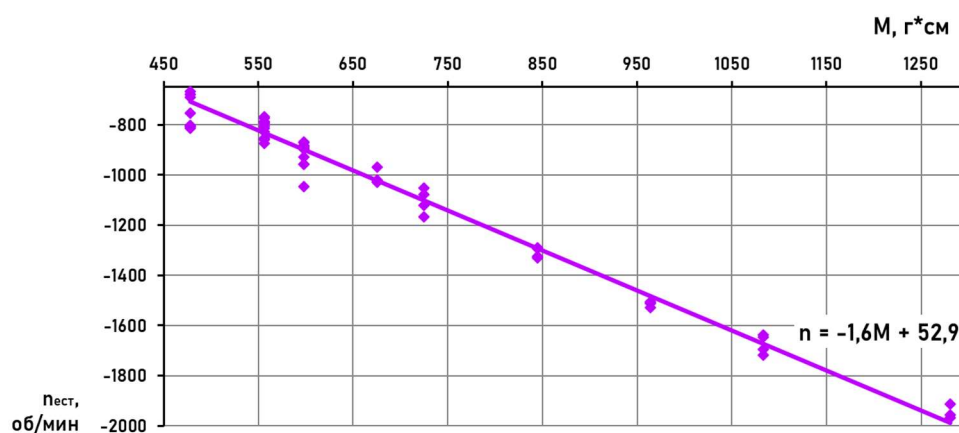


Рисунок 4 – Экспериментальная естественная механическая характеристика двигателя тормозного ролика

Таблица. 1 – Экспериментальные значения естественной механической характеристики

Масса груза, кг	Момент M , г*см	Частота вращения $n_{\text{ест}}$, об/мин
8	395	-700
9,3	460	-810
11,3	675	-1010
14	845	-1300
16	964	-1510
21,5	1280	-1960

Искусственные механические характеристики определялись экспериментально с подключением добавочного сопротивления в цепь якоря двигателя. Полученные

характеристики двигателя с передаточным отношением 74,5 продемонстрированы на рисунке 5 и в таблице 2.

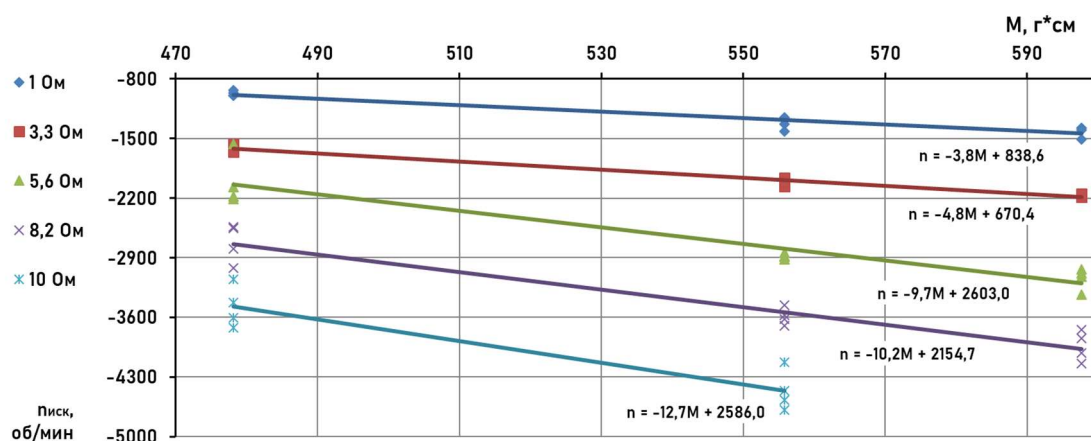


Рисунок 5 – Экспериментальные искусственные механические характеристики двигателя тормозного ролика

Таблица. 2 – Экспериментальные значения искусственной механической характеристики

Масса груза, кг	Момент M , г*см	Частота вращения $n_{иск}$, об/мин		
		$R_d = 1 \text{ Ом}$	$R_d = 5,6 \text{ Ом}$	$R_d = 8,2 \text{ Ом}$
8	478	-1000	-2010	-2730
9,3	556	-1070	-2880	-3590
10	598	-1200	-3140	-3940

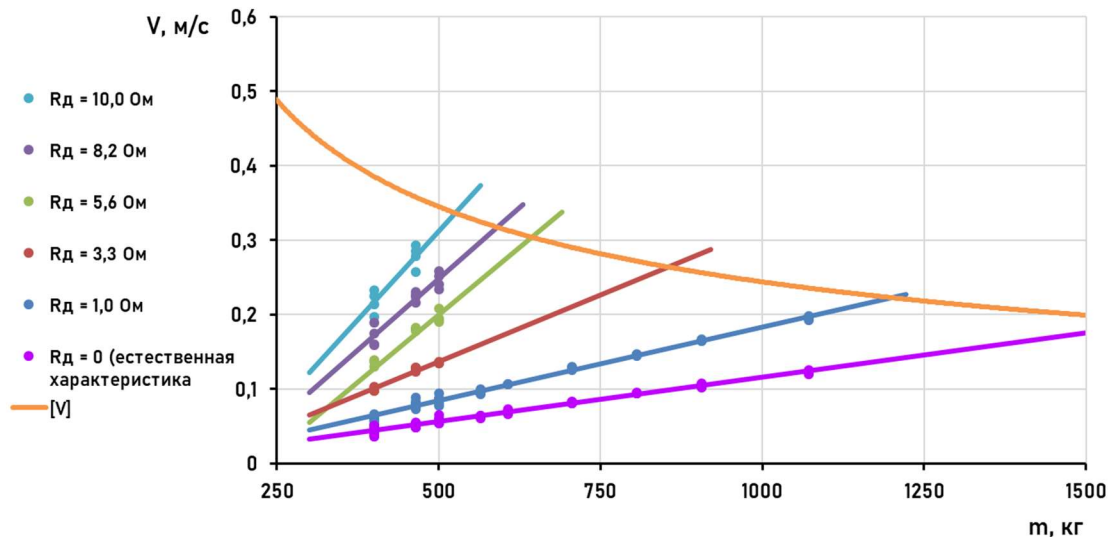


Рисунок 6 – Экспериментальная зависимость скорости V движения паллеты от массы m паллеты

Полученные экспериментальные механические характеристики можно использовать для выбора добавочного сопротивления для регулировки скорости вращения обечайки ТРДТ, а, следовательно, и скорости V движения паллеты, которая не должна превышать допустимых значений $[V]$ [9]. Рекомендуется для эффективной и безопасной работы ГРК стеллажа для паллет выбирать меньшие значения добавочных сопротивлений R_d при работе с большими массами паллет, и наоборот – большие сопротивления R_d при малых массах (рисунок 6). Возможность изменять значения напряжения в процессе работы ГРК с помощью, например, потенциометра, расширяет возможности его использования. В этом случае в канале ГРК могут размещаться паллеты разной массы.

Выводы

1. Создан опытный отечественный образец ТРДТ ГРК для паллет, преимуществом которого является возможность регулировки тормозного усилия с помощью добавочного сопротивления или активной нагрузки на всем диапазоне используемых масс паллет.
2. Предлагаемая конструкция ТРДТ позволяет использовать паллеты разной массы в одном канале стеллажа и реализовать более компактное расположение продукции и эффективное использование складских площадей.
3. Возможность выноса тормозного сопротивления или активной нагрузки из корпуса ТРДТ существенно упрощает настройку его тормозных характеристик.
4. В случае подключения в электрическую цепь ТРДТ индикаторов напряжения диагностику работоспособности ТРДТ можно проводить без демонтажа и разборки ролика, что существенным образом упрощает технических осмотр ГРК в целом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Füchtenhans, M., Glock, C. H., Grosse, E. H., & Zanoni, S. (2021). Using smart lighting systems to reduce energy costs in warehouses: A simulation study. *International Journal of Logistics Research and Applications*, 1–19. doi:10.1080/13675567.2021.1937967
2. Lavrentsov, N. A. Optimization in warehouse for assembly and construction company / N. A. Lavrentsov // *European Scientific e-Journal*. – 2021. – No. 4(10). – P. 37-48. – DOI 10.47451/ecn2021-02-002. – EDN VFQWFG.
3. Барсук И. Алгоритм построения маршрутов сбора товаров со стеллажей // *Логистика*. 2016. №8. С. 22-29.
4. Didem Cinar, José António Oliveira, Y. Ilker Topcu, Panos M. Pardalos. (2017). *Scheduling the truckload operations in automated warehouses with alternative aisles for pallets*. *Applied Soft Computing*, 52, 566-574. doi:10.1016/j.asoc.2016.10.013
5. Metahri, D., Hachemi, K. (2017), Automated storage and retrieval systems: a performances comparison between Free-fall-flow-rack and classic flow-rack, 6-th International Conference On Systems And Control (ICSC 17), Edited by: Drid, S., Mehdi D., Aitouche, A., 589-594
6. Zaerpour, N., Yu, YG., de Koster RBM (2015), Storing Fresh Produce for Fast Retrieval in an Automated Compact Cross-Dock System, *Production And Operations Management*, Vol. 24, No. 8, 1266-1284
7. Vujanac R., Miloradovic N., Vulovic S. (2016), Dynamic storage systems, *ANNALS of Faculty Engineering Hunedoara – International Journal of Engineering*, Vol. XIV, 79-82.
8. Safronov, E. V. *Ustrojstva bezopasnoj ekspluatcii gravitacionnyh rolikovyh konvejerov palletnogo tipa* / E. V. Safronov, I. A. SHarifullin, A. L. Nosko. – Moskva : Obshchestvo s ogranichennoj otvetstvennostyu "Literaturnoe agentstvo "Universitetskaya kniga", 2018. – 72 s.
9. Носко, А. Л. Методика определения максимально допустимой скорости движения поддона на гравитационном роликовом конвейере / А. Л. Носко, Е. В. Сафронов // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*. – 2017. – № 8(689). – С. 32-40. – DOI 10.18698/0536-1044-2017-8-32-40.
10. Пат. 212450 Российская Федерация, МПК B65G 13/075. Ролик тормозной реверсивный / Носко А.Л., Сафронов Е.В., Потапов В.А.; заявитель и патентообладатель Закрытое акционерное общество "Инженерно-технический центр "КРОС" – № 2022112931; заявл. 13.05.2022; опубл. 21.07.2022. Бюл. 21-2022.
11. Пат. 198420 Российская Федерация, МПК B65G 13/075. Ролик тормозной магнитный для роликовых гравитационных конвейеров / Носко А.Л., Сафронов Е.В., Потапов В.А., Шарифуллин И.А.; заявитель и патентообладатель Закрытое акционерное общество «Инженерно-технический центр «КРОС» - № 2020106638; заявл. 12.02.2020; опубл. 06.07.2020. Бюл. № 02-2020.
12. Гуськова, А. С. Тормозной ролик рекуперативного торможения для паллетных гравитационных стеллажей / А. С. Гуськова, Е. В. Сафронов, А. Л. Носко // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. – 2023. – № 4(360). – С. 25-33. – DOI 10.33979/2073-7408-2023-360-4-25-33.
13. Ермолин Н. П. Электрические машины малой мощности. - М.: Высшая школа, 1967. - 503 с.
14. Пат. 217592 Российская Федерация, МПК G01M 13/00. Стенд для испытания тормозных роликов гравитационных конвейеров и стеллажей / А. Л. Носко, Е. В. Сафронов, И. А. Шарифуллин, А. С. Гуськова; заявитель и патентообладатель Закрытое акционерное общество "Инженерно-технический центр "КРОС" - № 2023101812; заявл. 27.01.2023 : опубл. 06.04.2023. Бюл. № 10-2023.

Гуськова Анна Сергеевна
МГТУ им. Н.Э. Баумана, г.
Москва
Аспирант кафедры «Подъемно-транспортные системы»
105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1
Тел. (499) 263–63–91
E-mail: gusanser@bmstu.ru

Сафронов Евгений Викторович
МГТУ им. Н.Э. Баумана, г.
Москва
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Подъемно-транспортные системы»
105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1
Тел. (499) 263–63–91
E-mail: safronov@bmstu.ru

Носко Андрей Леонидович
МГТУ им. Н.Э. Баумана, г.
Москва
Доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Подъемно-транспортные системы»
105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1
Тел. (499) 263–63–91
E-mail: nosko@bmstu.ru

A.S. GUSKOVA, E.V. SAFRONOV, A.L. NOSKO

EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE DYNAMIC BRAKING BRAKE ROLLER

Abstract. *For the safe operation of gravity conveyors for pallets, it is necessary to limit the speed of its movement within acceptable limits, which is proposed to be regulated by converting the mechanical energy of rotation of the roller shell into electrical energy using a low-power electric machine. The operability of an experimental domestic sample of a dynamic braking brake roller was checked. The natural and artificial mechanical characteristics of the dynamic braking roller motor are obtained. The analysis of the possible use of a dynamic braking brake roller to ensure efficient and safe operation of a gravity conveyor for pallets is carried out.*

Keywords: *brake roller, gravity roller conveyor, pallet, dynamic braking.*

BIBLIOGRAPHY

1. Füchtenhans, M., Glock, C. H., Grosse, E. H., & Zanoni, S. (2021). Using smart lighting systems to reduce energy costs in warehouses: A simulation study. *International Journal of Logistics Research and Applications*, 1–19. doi:10.1080/13675567.2021.1937967
2. Lavrentsov, N. A. Optimization in warehouse for assembly and construction company / N. A. Lavrentsov // *European Scientific e-Journal*. – 2021. – No. 4(10). – P. 37-48. – DOI 10.47451/ecn2021-02-002. – EDN VFQWFG.
3. Barsuk I. Algoritm postroeniya marshrutov sbora tovarov so stellazhej // *Logistika*. 2016. №8. S. 22-29.
4. Didem Cinar, José António Oliveira, Y. Ilker Topcu, Panos M. Pardalos. (2017). *Scheduling the truckload operations in automated warehouses with alternative aisles for pallets*. *Applied Soft Computing*, 52, 566-574. doi:10.1016/j.asoc.2016.10.013
5. Metahri, D., Hachemi, K. (2017), Automated storage and retrieval systems: a performances comparison between Free-fall-flow-rack and classic flow-rack, 6-th International Conference On Systems And Control (ICSC 17), Edited by: Drid, S., Mehdi D., Aitouche, A., 589-594
6. Zaerpour, N., Yu, YG., de Koster RBM (2015), Storing Fresh Produce for Fast Retrieval in an Automated Compact Cross-Dock System, *Production And Operations Management*, Vol. 24, No. 8, 1266-1284
7. Vujanac R., Miloradovic N., Vulovic S. (2016), Dynamic storage systems, *ANNALS of Faculty Engineering Hunedoara – International Journal of Engineering*, Vol. XIV, 79-82.
8. Safronov, E. V. Ustrojstva bezopasnoj ekspluatatsii gravitacionnyh rolikovyh konvejerov palletnogo tipa / E. V. Safronov, I. A. SHarifullin, A. L. Nosko. – Moskva : Obshchestvo s ogranichennoj otvetstvennostyu "Literaturnoe agentstvo "Universitetskaya kniga", 2018. – 72 s.
9. Nosko, A. L. Metodika opredeleniya maksimal'no dopustimoy skorosti dvizheniya poddona na gravitacionnom rolikovom konvejere / A. L. Nosko, E. V. Safronov // *Izvestiya vy'sshix uchebny'x zavedenij. Mashinostroyeniye*. – 2017. – № 8(689). – S. 32-40. – DOI 10.18698/0536-1044-2017-8-32-40.
10. Pat. 212450 Rossijskaya Federaciya, MPK B65G 13/075. Rolik tormoznoj reversivny'j / Nosko A.L., Safronov E.V., Potapov V.A.; zayavitel' i patentoobladatel' Zakry'toe akcionernoe obshhestvo "Inzhenerno-texnicheskij centr "KROS" – № 2022112931; zayavl. 13.05.2022; opubl. 21.07.2022. Byul. 21-2022.
11. Pat. 198420 Rossijskaya Federaciya, MPK B65G 13/075. Rolik tormoznoj magnitny'j dlya rolikovy'x gravitacionny'x konvejerov / Nosko A.L., Safronov E.V., Potapov V.A., Sharifullin I.A.; zayavitel' i patentoobladatel' Zakry'toe akcionernoe obshhestvo «Inzhenerno-texnicheskij centr «KROS» - № 2020106638; zayavl. 12.02.2020; opubl. 06.07.2020. Byul. № 02-2020.
12. Gus'kova, A. S. Tormoznoj rolik rekuperativnogo tormozheniya dlya palletny'x gravitacionny'x stellazhej / A. S. Gus'kova, E. V. Safronov, A. L. Nosko // *Fundamental'ny'e i prikladny'e problemy' tekhniki i tekhnologii*. – 2023. – № 4(360). – S. 25-33. – DOI 10.33979/2073-7408-2023-360-4-25-33.
13. Ermolin N. P. E'lektricheskie mashiny' maloj moshhnosti. - M.: Vy'sshaya shkola, 1967. - 503 s.
14. Pat. 217592 Rossijskaya Federaciya, MPK G01M 13/00. Stend dlya ispy'taniya tormozny'x rolikov gravitacionny'x konvejerov i stellazhej / A. L. Nosko, E. V. Safronov, I. A. Sharifullin, A. S. Gus'kova; zayavitel' i patentoobladatel' Zakry'toe akcionernoe obshhestvo "Inzhenerno-texnicheskij centr "KROS" - № 2023101812; zayavl. 27.01.2023 : opubl. 06.04.2023. Byul. № 10-2023.

Guskova Anna Sergeevna
Bauman Moscow State Technical
University, Moscow
Postgraduate student of the
Department «Lifting and transport
Systems»
105005, Moscow, 2-ya
Baumanskaya ul., 5, str. 1
Ph.: (499) 263–63–91
E-mail: gusanser@bmstu.ru

Safronov Evgeniy Viktorovich
Bauman Moscow State Technical
University, Moscow
Candidate of Technical Sciences,
Associate Professor of the
Department «Lifting and Transport
Systems»
105005, Moscow, 2-ya
Baumanskaya ul., 5, str. 1
Ph.: (499) 263–63–91
E-mail: safronov@bmstu.ru

Nosko Andrey Leonidovich
Bauman Moscow State Technical
University, Moscow
Doctor of Technical Sciences,
Associate Professor, Professor of the
Department «Lifting and Transport
Systems»
105005, Moscow, 2-ya
Baumanskaya ul., 5, str. 1
Ph.: (499) 263–63–91
E-mail: nosko@bmstu.ru

А.И. БОХОНСКИЙ, Н.И. ВАРМИНСКАЯ, А.И. РЫЖКОВ

НАИМЕНЬШЕЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ПРИНУЖДЕНИЕ ПРИ РАЗГОНЕ-ТОРМОЖЕНИИ ОБЪЕКТА

Аннотация. Дано сравнение примеров реверсионно конструируемых оптимальных управлений типа «разгон-торможение» движением объекта с известным классическим управлением, которое получено с использованием вариационного метода теории оптимального управления. Обращено внимание на некоторую аналогию сформулированного в результате исследований и обобщения принципа наименьшего энергетического принуждения (ПНЭП) и известного в механике принципа наименьшего принуждения как наименьшего значения суммы произведений масс каждой точки на квадрат отклонения от свободного движения. Свойство снижения энергетического принуждения в данной статье иллюстрируется на примерах с использованием сведенных в таблицу значений обобщенных интегральных характеристик движения.

Ключевые слова: вариационное исчисление, реверсионное конструирование управлений, принцип наименьшего принуждения, энергоемкость управлений.

Введение

Методам оптимального управления системами посвящены классические работы [1-7]. Например, при использовании вариационного исчисления Ж.Л. Лагранжем решена задача оптимального управления движением объекта с квадратичным критерием оптимальности.

Принцип наименьшего принуждения [8] сформулирован К.Ф. Гауссом в 1829 г. в статье «Об одном новом принципе механики». В работе [9] А.П. Маркеевым приведены варианты формулировок и примеры применения принципа наименьшего принуждения, а также содержится важное утверждение о том, что в истинном движении принуждение (работа реакций связей) минимально. На этом основании можно предположить, что в оптимальном движении с разгоном и торможением не исключается наименьшее энергетическое принуждение для достижения поставленной цели движения.

В работах [10 – 18] обращено внимание на использование алгоритма решения полной обратной задачи вариационного исчисления при конструировании оптимальных управлений типа «разгон-торможение» и показано, что при определенных условиях реализуется принцип наименьшего энергетического принуждения для достижения цели движения (из исходного состояния покоя в конечное состояние покоя с заданием расстояния и времени движения).

Цель исследования – сравнение реверсионно конструируемых оптимальных управлений типа «разгон-торможение» движением объекта с известным классическим управлением, которое получено с использованием вариационного исчисления для решения прямой задачи – минимизации задаваемого критерия оптимальности.

Основная часть

Принцип наименьшего энергетического принуждения (ПНЭП) в случае разгона-торможения формулируется следующим образом: существует такое управление (ускорение) типа «разгон-торможение», для которого (при заданном времени и перемещении объекта из исходного в конечное состояние покоя) движение осуществимо с минимальной энергоемкостью. Управление задавалось в виде полинома [11-12] и для его произвольной степени приращение энергии представимо в виде:

$$\Delta E = 2m \left(\int_0^{T/2} U_1 V_1 dt - \lim_{n \rightarrow \infty} \int_0^{T/2} U_n V_n dt \right) = \frac{mL^2}{T^2} (2,25 - 1) = 1,25 \frac{mL^2}{T^2},$$

где m – масса (кг), L – перемещение (м), T – время (с), L и T заданы, U_1 – ускорение и V_1 – скорость при степени задаваемого полинома $n = 1$, U_n , V_n – при другой нечетной степени полинома ($n = 3, 5, 7, \dots$). В общем виде получены универсальные зависимости для ускорения и скорости:

$$U_n = \frac{L(2n+4)(T-2t)^n}{T^{n+2}}, \quad V_n = \frac{L(n+2)}{T(n+1)} \left(T - \left(\frac{T-2t}{T} \right)^{n+1} \right).$$

Если $n = 1$, то $U_1 = \frac{6L(T-2t)}{T^3}$, $V_1 = \frac{6Lt(T-t)}{T^3}$ – известное управление при заданном квадратичном критерии оптимальности (задача Лагранжа).

Примечание. При $m = 1$ кг, $L = 1$ м, $T = 1$ с работа $E = \lim_{n \rightarrow \infty} 2m \int_0^{T/2} U_n V_n dt = 1$ Дж.

Для оптимального управления типа «разгон-торможение» с ростом степени полинома конструируемого ускорения U_n мера энергетического принуждения, принимаемая, например, как интеграл квадрата разности известного и конструируемого управлений

$$E_p = \frac{1}{2} \int_0^T (U_1 - U_n)^2 dt,$$

стремится к предельному значению, где управление U_1 соответствует критерию оптимальности $J = \int_0^T U_1^2 dt$.

Ниже представлен сравнительный анализ оптимальных управлений движением, полученных при реверсионном конструировании с различными степенями полинома управления.

На рисунке 1 для сравнения изображены графики конструируемых управлений $U_5(t)$, $U_9(t)$ и классического $U_1(t)$, где $U_1(t)$, $U_5(t)$, $U_9(t)$ – управления движением объекта, которые следуют из универсальных зависимостей [14-15]:

$$U(t) = \frac{L(2n+4)(T-2t)^n}{T^{n+2}}, \quad V(t) = \frac{L(n+2)}{T(n+1)} \left(1 - (T-2t)^{n+1} \cdot T^{-n-1} \right),$$

$$S(t) = \frac{L}{2T(n+1)} \left(T^{-n-1} (T-2t)^{n+2} + 2tn + 4t - T \right).$$

$$\text{При } n = 5, U_5(t) = \frac{14L}{T^7} (T-2t)^5; \quad \text{при } n = 9, U_9(t) = \frac{22L}{T^{11}} (T-2t)^9.$$

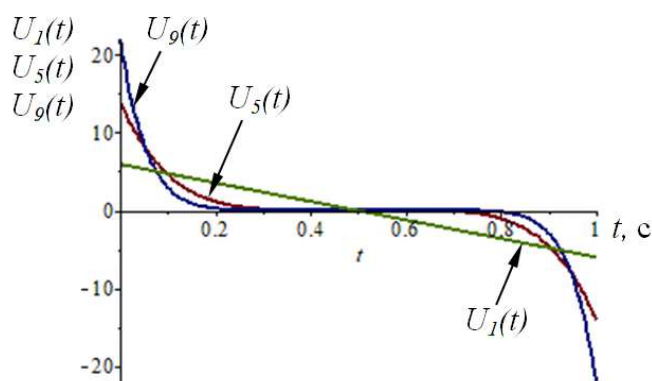


Рисунок 1 – Графики: управления $U_1(t)$ и конструируемых управлений $U_5(t)$, $U_9(t)$

Обобщенные характеристики оптимального движения при различных степенях полинома сведены в таблицу 1 [8, 10].

Значения параметров, приведенные в таблице 1, свидетельствуют об асимптотическом свойстве кососимметричных управлений при возрастании степени полинома. В частном случае для степени $n \rightarrow \infty$ действие и энергия ($m = 1$ кг, $L = 1$ м, $T = 1$ с) стремятся к 1 Дж.

С ростом степени полинома затрачиваемая энергия уменьшается, численное значение E_p естественно увеличивается, т.е. увеличивается площадь удаляемой части графика переносного ускорения, избыточной энергии, но без потери цели движения.

Итак, сформулирован принцип наименьшего энергетического принуждения, отражающий свойство снижения энергоемкости управляемого движения объекта из исходного в конечное состояние покоя (при заданном времени движения и расстоянии).

Если в классической механике принцип наименьшего принуждения позволяет отличать кинематически возможные движения, то в данном случае при реверсионном конструировании управляемого движения принцип наименьшего энергетического принуждения подтверждает тенденцию возможного снижения энергии для достижения поставленной цели движения.

Таблица 1 – Обобщенные характеристики движения

Сте- пень поли- нома Π	Норма мощности $J_1 = \int_0^T U^2 dt$	Действие (по Лагранжу) $J_2 = \int_0^T V^2 dt$	Энергия $J_3 = 2 \int_0^{T/2} UV dt$	Скорость $V\left(\frac{T}{2}\right) = \int_0^{T/2} U dt$	Критерий принуждения $E_p = \frac{1}{2} \int_0^T (U_1 - U_n)^2 dt$	ΔE
1	$\frac{12L^2}{T^3}$	$\frac{1,2L^2}{T}$	$\frac{2,25L^2}{T^2}$	$\frac{1,5L}{T}$	0	0
3	$\frac{14,2857L^2}{T^3}$	$\frac{1,1111L^2}{T}$	$\frac{1,5625L^2}{T^2}$	$\frac{1,25L}{T}$	$\frac{1,1428L^2}{T^3}$	$\frac{0,6825L^2}{T^2}$
5	$\frac{17,818L^2}{T^3}$	$\frac{1,0769L^2}{T}$	$\frac{1,3611L^2}{T^2}$	$\frac{1,166L}{T}$	$\frac{2,909L^2}{T^3}$	$\frac{0,8888L^2}{T^2}$
15	$\frac{37,2903L^2}{T^3}$	$\frac{1,0303L^2}{T}$	$\frac{1,1289L^2}{T^2}$	$\frac{1,0625L}{T}$	$\frac{25,2903L^2}{T^3}$	$\frac{1,1211L^2}{T^2}$
117	$\frac{241,038L^2}{T^3}$	$\frac{1,0042L^2}{T}$	$\frac{1,017L^2}{T^2}$	$\frac{1,0085L}{T}$	$\frac{114,52L^2}{T^3}$	$\frac{1,2329L^2}{T^2}$

Заключение

В известном смысле ПНЭП перекликается с принципом наименьшего действия (например, в форме Ж. Л. Лагранжа), отражая в данном случае тенденцию снижения энергозатрат для реализации данного типа оптимального управления. Конечный предельный результат ($n \rightarrow \infty$) свидетельствует о том, что предельная экономия энергии приводит к постоянной скорости на участке движения, но, естественно, возникают трудности практической реализации для задания такой скорости (разгон) и ее устранения (торможение). Нельзя не отметить, что в предельном состоянии ($n \rightarrow \infty$) объект на заданном временном интервале стремится двигаться с постоянной скоростью. На концах временного интервала следует задавать “игольчатые вариации” управления (ускорения).

Если принцип наименьшего принуждения (К.Ф. Гаусс) позволяет отличить действительное движение от возможных, то принцип наименьшего энергетического принуждения иллюстрирует энергетическое отличие конструируемого оптимального управления от известного ранее классического.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Понтрягин Л.С. Математическая теория оптимальных процессов / Л.С. Понтрягин, Б.Г. Болтянский, Р.В. Гамкрелидзе, Е.Ф. Мищенко. – М.: Наука, 1969. – 384 с.
2. Красовский Н.Н. Теория управления движением / Н.Н. Красовский. – М.: Наука, 1968. – 476 с.
3. Крутько П.Д. Обратные задачи динамики управляемых систем: линейные модели. – М.: Наука, 1987. – 304 с.
4. Карновский И.А. Методы оптимального управления колебаниями деформируемых систем / И.А. Карновский, Ю.М. Почтман. – К.: Высш. шк., 1982. – 116 с.
5. Троицкий В.А. Оптимальные процессы колебаний механических систем. – Л.: Машиностроение, 1976. – 236 с.

6. Черноусько Ф.Л. Управление колебаниями / Ф.Л. Черноусько, П.Д. Акуленко, Б.Н. Соколов. – М.: Наука, 1980. – 384 с.
7. Теория автоматического регулирования. Ч.П. Теория нелинейных систем автоматического регулирования / Под ред. А.А. Воронова. – М.: Госиздат, 1955. – 248 с.
8. Гаусс К. Об одном новом общем принципе механики / К. Гаусс // Вариационные принципы механики. – М.: Физматгиз, 1959. – С. 170 – 172.
9. Маркеев А.П. О принципе наименьшего принуждения / А.П. Маркеев // http://www.pereplet.ru/nauka/Soros/pdf/9801_113.pdf.
10. Бохонский А.И. Конструирование оптимального управления движением объектов как абсолютно твердых и деформируемых тел / А.И. Бохонский, Н.И. Варминская, А.И. Рыжков // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – Орел: ОГУ им. И.С. Тургенева, 2016. – № 3 (317). – С. 70 – 76.
11. Бохонский А.И. Реверсионный принцип оптимальности / А.И. Бохонский. – М.: Вузовский учебник: ИНФРА-М, 2016. – 174 с.
12. Бохонский А.И. Энергоемкость управления перемещением объектов / А.И. Бохонский // Фундаментальные основы механики: матер. междунар. науч.-практич. конф. – Новокузнецк: НИЦ МС, 2017. – С. 38 – 41.
13. Бохонский А.И. Конструирование управляемого движения объекта / А.И. Бохонский, А.И. Рыжков // Механика, автоматика и робототехника: матер. междунар. науч.-практич. конф. – Новокузнецк: НИЦ МС, 2017. – С. 64 – 69.
14. Бохонский А.И. Принцип и теоремы реверсионного исчисления / А.И. Бохонский, Н.И. Варминская, А.И. Рыжков // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – Орел: ОГУ им. И.С. Тургенева, 2021. – № 3 (347). – С. 12 – 20.
15. Бохонский А.И. Минимальное энергетическое принуждение для достижения цели управляемого движения объекта / А.И. Бохонский, Н.И. Варминская // Journal of Advanced Research in Technical Science. – СПб.: НИЦ МС, 2022. – № 28. – С. 30 – 36.
16. Бохонский А.И. Снижение энергетического принуждения при эквивалентном оптимальном управлении движением объекта / А.И. Бохонский, Н.И. Варминская, А.И. Рыжков // Журнал передовых исследований в области естествознания. – СПб.: НИЦ МС, 2022. – № 16. – С. 24 – 30.
17. Бохонский А.И. Экстремальное энергетическое принуждение в оптимальном перемещении упругого объекта / А.И. Бохонский, Н.И. Варминская // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – Донецк: Изд-во ДонНТУ, 2023. – № 1 (76). – С. 13 – 18.
18. Бохонский А.И. Оценка энергоемкости минимального принуждения целенаправленного движения объекта / А.И. Бохонский, Н.И. Варминская, А.И. Рыжков // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – Орел: ОГУ им. И.С. Тургенева, 2022. – № 1 (351). – С. 15 – 20.

Бохонский Александр Иванович
ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет»,
г. Севастополь
Профессор, доктор технических
наук, профессор кафедры
«Цифровое проектирование»
299053, г. Севастополь г, ул.
Университетская 33
Тел. 8 (978) 739-39-68
E-mail: bohon.alex@mail.ru

Варминская Наталья Ивановна
Черноморское высшее военно-
морское орденов Нахимова и
Красной звезды училище имени
П.С. Нахимова, г. Севастополь
Доцент, кандидат технических
наук, зав. кафедрой физики и
общетехнических дисциплин
299028, г. Севастополь, ул.
Дыбенко, д. 1а
Tel. 8 (978) 832-83-44
E-mail: nvarminska@gmail.com

Рыжков Александр Игоревич
ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет», г.
Севастополь
Кандидат технических наук, доцент
кафедры «Цифровое
проектирование»
299053, г. Севастополь г, ул.
Университетская 33
Тел. 8 (978) 847-37-49
E-mail: ryzhkov2206@mail.ru

A.I. BOKHONSKY, N.I. VARMINSKAYA, A. I. RYZHKOV

LOWEST ENERGY FORCING WHEN ACCELERATING–DECELERATING AN OBJECT

Abstract. A comparison is given of examples of reversibly constructed optimal controls of the “acceleration-deceleration” type for the movement of an object with the known classical control, which was obtained using the variational method of optimal control theory. Attention is drawn to a certain analogy between the principle of least energy constraint (PLEP) formulated as a result of research and generalization and the principle of least constraint known in mechanics as the smallest value of the sum of the products of the masses of each point by the square of the deviation from free motion without constraints. The property of reducing energy constraint is illustrated in this article using examples using tabulated values of generalized integral characteristics of motion.

Keywords: *variation calculus, reversal designing of controls, principle of least coercion, energy intensity of controls.*

BIBLIOGRAPHY

1. Pontryagin L.S. Mathematical theory of optimal processes / L.S. Pontryagin, B.G. Boltyansky, R.V. Gamkrelidze, E.F. Mishchenko. – M.: Nauka, 1969. – 384 p.
2. Krasovsky N.N. Theory of motion control / N.N. Krasovsky. – M.: Nauka, 1968. – 476 p.
3. Krutko P.D. Inverse problems of dynamics of control systems: linear models. – M.: Nauka, 1987. – 304 p.
4. Karnovsky I.A. Methods for optimal control of vibrations of deformable systems / I.A. Karnovsky, Yu.M. Postman. – K.: Higher. school, 1982. – 116 p.
5. Troitsky V.A. Optimal oscillation processes of mechanical systems. – L.: Mechanical Engineering, 1976. – 236 p.
6. Chernousko F.L. Vibration control / F.L. Chernousko, P.D. Akulenko, B.N. Sokolov. – M.: Nauka, 1980. – 384 p.
7. Theory of automatic regulation. Part II. Theory of nonlinear automatic control systems / Ed. A.A. Voronova. – M.: Gosizdat, 1955. – 248 p.
8. Gauss K. On one new general principle of mechanics / K. Gauss // Variational principles of mechanics. – M.: Fizmatgiz, 1959. – P. 170 – 172.
9. Markeev A.P. On the principle of least coercion / A.P. Markeev // http://www.pereplet.ru/nauka/Soros/pdf/9801_113.pdf.
10. Bokhonsky A.I. Design of optimal control of the movement of objects as absolutely rigid and deformable bodies / A.I. Bokhonsky, N.I. Varminskaya, A.I. Ryzhkov // Fundamental and applied problems of engineering and technology. – Orel: OSU named after I.S. Turgenev, 2016. – No. 3 (317). – P. 70 – 76.
11. Bokhonsky A.I. Reversion principle of optimality / A.I. Bokhonsky. – M.: University textbook: INFRA-M, 2016. – 174 p.
12. Bokhonsky A.I. Energy intensity of object movement control / A.I. Bokhonsky // Fundamental principles of mechanics: materials of international scientific-practical conf. – Novokuznetsk: NIC MS, 2017. – P. 38 – 41.
13. Bokhonsky A.I. Design of controlled movement of an object / A.I. Bokhonsky, A.I. Ryzhkov // Mechanics, automation and robotics: materials of international scientific-practical conf. – Novokuznetsk: NIC MS, 2017. – P. 64 – 69.
14. Bokhonsky A.I. Principle and theorems of reversive calculus / A.I. Bokhonsky, N.I. Varminskaya, A.I. Ryzhkov // Fundamental and applied problems of engineering and technology. – Orel: OSU named after I.S. Turgenev, 2021. – No. 3 (347). – C. 12 – 20.
15. Bokhonsky A.I. Minimum energy coercion to achieve the purpose of an object controlled movement / A.I. Bokhonsky, N.I. Varminskaya // Journal of Advanced Research in Technical Science. – St. Petersburg: NIC MS, 2022. – No. 28. – P. 30 – 36.
16. Bokhonsky A.I. Reducing energy coercion with equivalent optimal control of object movement / A.I. Bokhonsky, N.I. Varminskaya, A.I. Ryzhkov // Journal of advanced research in the field of natural science. – St. Petersburg: NIC MS, 2022. – No. 16. – P. 24 – 30.
17. Bokhonsky A.I. Extreme energetic coercion in optimal movement of an elastic object / A.I. Bokhonsky, N.I. Varminskaya // Progressive technologies and mechanical engineering systems. – Donetsk: DonNTU Publishing House, 2023. – No. 1 (76). – P. 13 – 18.
18. Bokhonsky A.I. Assessing the energy intensity of minimal coercion of purposeful movement of an object / A.I. Bokhonsky, N.I. Varminskaya, A.I. Ryzhkov // Fundamental and applied problems of engineering and technology. – Orel: OSU named after I.S. Turgenev, 2022. – No. 1 (351). – P. 15 – 20.

Bokhonsky Alexander Ivanovich

Sevastopol State University, Sevastopol
Professor, Doctor of Technical Sciences,
Professor of the Department of «Digital Design»
299053, Sevastopol, st. Universitetskaya, 33
Tel. 8 (978) 739–39–68
E-mail: bohon.alex@mail.ru

Varminskaya Natalia Ivanovna

Nakhimov Black Sea Higher Naval School, Sevastopol
Associate Professor, Candidate of Technical Sciences,
Head of Physics and General Technical Disciplines Department
299028, Sevastopol, st. Dybenko, 1a
Tel. 8 (978) 832–83–44
E-mail: nvarminska@gmail.com

Ryzhkov Alexander Igorevich

Sevastopol State University, Sevastopol
Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of «Digital Design»
299053, Sevastopol, st. Universitetskaya, 33
Tel. 8 (978) 847-37-49
E-mail: ryzhkov2206@mail.ru

© А.И. Бохонский, Н.И. Варминская, А.И. Рыжков, 2024

В.И. ВОРОБЬЕВ, М.И. БОРЗЕНКОВ, С.Н. ЗЛОБИН, О.В. ИЗМЕРОВ, А.Е. КАРПОВ

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИННОВАЦИОНИКА КАК НАУЧНОЕ НАПРАВЛЕНИЕ

Аннотация. Представлены результаты систематизации знаний о технической инновационике, как о научном направлении в прикладной кибернетике, посвященном вопросам проектирования новых машин при недостатке опыта проектирования. Установлено, что техническая инновационика имеет определенную функциональную направленность (наличие четко сформулированных задач и целей), а также имеет целостную внутреннюю структуру, в виде логически связанных и соподчиненных направлений, имеющих теоретическое и прикладное значение (анализ стадий проектирования, процессов, путей развития техники), в связи с чем может считаться научным направлением. Благодаря использованию теории и методов технической инновационики, авторами получено значительное количество патентов на изобретения и полезные модели.

Ключевые слова: теория конструирования, изобретательское творчество, инженерный эксперимент, кибернетика, прогнозирование, математическое моделирование.

Введение

В настоящее время резко выросла потребность в инновационных решениях и технологиях, то есть, в таких, для которых не имеется накопленного собственного опыта, или возможности использовать готовый продукт, закупленный в других странах (либо пригласить для реализации зарубежного подрядчика). Это обусловлено рядом объективных причин, не имеющих технического характера, в частности:

- появлением задачи обеспечения импортонезависимости технологий;
- наличием внешнеэкономических санкций;
- ростом потребности в решении задач, не имеющих аналогов в мировой практике;
- сокращением сроков, отводимых на решение той или иной проблемы.

Не вдаваясь в анализ данных причин, отметим, что все они сводятся к появлению необходимости решать большое количество технических задач, не обладая компетенциями в той или иной области. Очевидно, что делать это простым перебором вариантов или копированием зарубежных аналогов невозможно. В тоже время мы имеем ряд практических примеров инновационных прорывов в нашей стране, например, в сфере ядерных и космических технологий, создании новых видов вооружений, но эти прорывы пока не стали нормой работы для всех отраслей, в частности, транспорта, машиностроения.

Из этого следует, что в инновационном процессе необходимо опираться не только на данные точных, естественных и технических наук, но и на научную теорию, объясняющую возможность совершения подобных прорывов и способную вооружить инженеров соответствующим методическим инструментом. В связи с этим авторами с 2010 года по настоящее время опубликовано более двух десятков монографий (например, в области проектирования [1], инженерного анализа [2], рационального выбора технических решений [3], использования кибернетики в проектировании [4], создания классификаций [5] и другие), посвященных теории и практическому применению технической инновационики – одного из направлений прикладной кибернетики, которая представляет логически последовательную и систематизированную совокупность знаний об инновационной деятельности в процессе создания новых технических объектов при рассмотрении этой деятельности, как процессов получения, хранения, передачи и переработки информации. На сегодняшний день основной проблемой является дальнейшая систематизация и обобщение знаний о технической инновационике и созданных за последнее десятилетие новых прикладных направлений. Предлагаемая статья является попыткой решения указанной проблемы.

Материал и методы

При создании методологии технической инновационики был проведен анализ и обобщение научных работ, относящихся к области исследования общей теории и методологии проектирования, а также личного опыта и наблюдений авторов, накопленного при проведении прикладных научно-исследовательских работ при создании новой техники, опытно-конструкторских работ, практики работы в сфере информационных технологий и создании изобретений. Проанализированные литературные источники в основном относились к

следующим направлениям:

- теория конструирования машин;
- теория и методы решения изобретательских задач;
- теоретические основы инженерного эксперимента и научного поиска;
- теоретические основы кибернетики;
- теория развития техники и технологий.

В результате проведенного анализа было установлено, что имеются три научных направления создания теории проектирования, которые можно охарактеризовать, как предметное, личностное и инжиниринговое. Задачей предметного направления является создание строгой математической модели процесса синтеза конструктивной схемы машины и определения ее параметров, что не удастся реализовать для сложных технических систем, вследствие возникновения большого числа трудноформализуемых на практике связей между элементами. Личностное направление исходит из того, что результат проектирования – это результат субъективных решений конструктора [6], что не подтверждается анализом технических решений разных производителей, в которых преобладают варианты, продиктованные объективными факторами. Наконец, инжиниринговое направление рассматривает проектирование, как процесс сознательного управления человеком стихийными явлениями природы, что выражается в создании искусственного объекта, способного к выполнению необходимых человеку функций. Задача данного направления состоит в описании всего процесса проектирования в форме алгоритмов (например, Дж. Диксон [7], Коллер [8], К. Рот [9]). Исходя из того, что инжиниринговое направление не имеет принципиальных ограничений использования, оно было принято авторами в качестве основного направления при создании методологии.

В качестве основы технической инноватики положено обобщение, сделанное в результате анализа работы Я. Дитриха [10]: проектирование машин представляет собой определенную форму процесса управления производством машин путем создания информационного продукта, который однозначно определяет свойства производимой машины, и целью создания которого является решение проблемы потребителей машин. Проектирование машин является информационной технологией, и общая теория проектирования машин относится к прикладной кибернетике. Исходя из этого, О.В. Измеровым было предложено определять новизну (инновационность) технического объекта, как недостаток у данного проектировщика информации, требуемой для проектирования и производства данного объекта ([4] и др.). Отсюда следует, что специфика технической инноватики – в том, что она изучает особенности проектирования машин в условиях заведомого существенного недостатка информации, необходимой для проектирования.

Предложенная авторами общая структура технической инноватики, как системы знаний, приведена на схеме (рисунок 1). Из изложенного выше и представленного на рисунке 1 следует, что техническая инноватика имеет все признаки самостоятельного научного направления:

- опора на четкую методологию (проектирование есть информационная технология управления, проект есть информационный продукт для производства машины, новизна машины определяется недостатком информации для ее проектирования);
- наличие собственного объекта исследования (инновационная деятельность при создании новых объектов техники);
- наличие собственного предмета исследования (процессы получения, хранения, передачи и переработки информации в ходе проектирования новых объектов техники);
- наличие собственных методов исследования (абстрагирование проектной деятельности от конкретной личности субъекта и рассмотрение проектировщика, как лица, принимающего решение на основе определенной информации, алгоритмизация процессов инженерной деятельности путем разделения их на формализуемые операции и определение связей между ними и систематизация информации, требуемой для создания технических объектов, то есть, их классификация и каталогизация).

Это дает основания перейти к анализу зрелости технической инноватики, как научного направления.

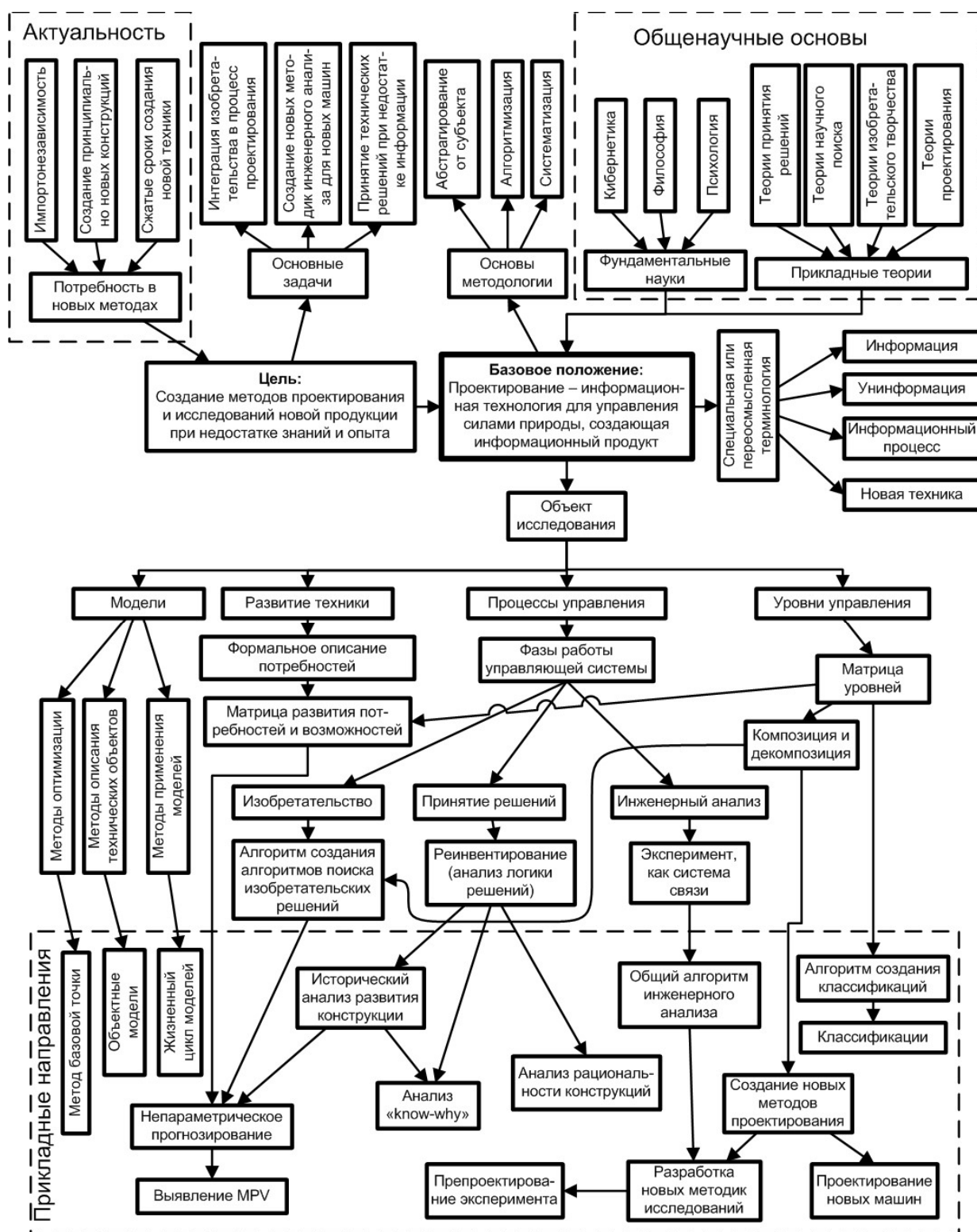


Рисунок 1 – Схема общей структуры технической инноватики, как системы знаний

Теория

Как известно, степень зрелости науки (научного направления, научной дисциплины) характеризуется уровнем ее целостности (системности), определяемой функциональной направленностью и структурированностью науки.

Функциональная направленность выражается в четко сформулированных целях и задачах науки. Цель технической инноватики заключается в создании методов проектирования и методов исследований новых технических объектов, в условиях заведомо недостаточной исходной информации для их создания. Из данной сформулированной цели вытекают три основных задачи, которые должна решать техническая инноватика.

Первая – непосредственная интеграция изобретательского творчества в процесс создания машин в условиях нечеткости формулировки задач в изобретательском творчестве. Иными словами, задача состоит в создании методов, позволяющих найти новое, патентоспособное решение в требуемой области в требуемое время.

Вторая – повышение продуктивности инженерного анализа для создаваемых машин на стадии проектирования в условиях противоречия между потребностями в достижении тех или иных свойств будущей машины и возможностями проведения инженерного анализа, определяемыми ограниченностью опыта исследований подобной техники. Иными словами, задача состоит в том, чтобы создать методы эффективного исследования тех объектов, которые еще не научились исследовать.

Третья – создание методов принятия рациональных решений в условиях недостатка информации, требуемой для создания новой машины. Это позволит, с одной стороны, уменьшить издержки от ошибочных решений и снизит вероятность неудачи проекта, а с другой – уменьшит боязнь использовать новые, не используемые ранее решения.

Структурированность науки определяется наличием внешней и внутренней структуры науки. Внешняя структура науки – это четкое, то есть, рационально обоснованное и логически состоятельное представление места науки в общей системе научных знаний и ее связей с другими науками. Внутренняя структура науки определяется наличием в ее составе различных частей в виде направлений, проблем, частных дисциплин, логически взаимосвязанных между собой в различных отношениях.

Что касается внешней структуры, то, прежде всего, как уже отмечалось выше, техническая инновационика является одним из направлений прикладной кибернетики, и подчинена общей теоретической базе кибернетики. При этом базовым для технической инновационики является понятие информации, являющейся универсальной категорией при формализации и описании процессов проектирования.

В связи с тем, что в настоящее время описаны шесть разных основных концепций информации [11], О.В. Измеровым было предложено применительно к сфере методологии проектирования машин принять следующее определение: «Информация – это логическая абстракция, которая используется человеком для обозначения любого свойства материи и сознания и количественного выражения этого свойства, с целью решения задач управления явлениями природы и общества» [4].

Поскольку окончательное принятие решений по выбору того или иного технического решения осуществляется человеком, субъектом, техническая инновационика связана с психологией, в частности, с теми ее направлениями, которые изучают восприятие человеком информации и ее осознание.

Помимо фундаментальных наук, техническая инновационика взаимосвязана с различными прикладными теоретическими направлениями, которые могут быть полностью или частично построенными на эмпирической основе. К ним, в первую очередь, относятся:

- известные теории проектирования;
- теории изобретательского творчества;
- теории научного поиска;
- теории принятия решений.

Внутреннюю структуру технической инновационики определяют четыре основных направления, определяемые объектами исследования. К ним относятся:

- исследование уровней управления при выборе технических решений;
- исследование процессов управления при выборе технических решений;
- исследование объективных закономерностей развития техники проектировщиком;
- исследование моделей и методов их применения.

Согласно положению Я. Дитриха [10], формулировка задачи создания машины (начальный информационный продукт) – это описание ее в виде системы функций, то есть положений, полностью абстрагированных от материального содержания понятий и существующих только в сознании проектировщиков; конечный же информационный продукт в виде проекта, как общеизвестно, представляет собой описание, предельно конкретизирующее материальное содержание технического объекта, вплоть до указания способов изготовления. На основании этих положений, а также анализа методов проектирования, где эмпирически процесс проектирования разным способом разделялся на

стадии (напр. Р. Коллер [8], К. Рот [9]), предложено представить процесс проектирования (как управления силами природы) в виде последовательного рационального выбора проектировщиком альтернатив для каждого из уровней абстрактного описания машины, с переходом от максимально абстрактного описания к конкретному, что в технической инновационике получило название «матрица средств управления» [4]. Это позволило доказать, что известные эмпирические методы проектирования, использующие разделение процесса на отдельные стадии (Ф. Цвикки [12], Ф. Ханзен [13], В.С. Роденакер [14], В. Байтц [15], Р. Коллер [8], К. Рот [9]) и другие) имеют общую методическую основу.

Данный подход является методической основой для ряда частных прикладных направлений. В теоретическом плане он используется, как методическая основа для построения классификаций технических объектов, для чего авторами был создан универсальный алгоритм [5]. Развитие методов композиции и декомпозиции объекта применяется при алгоритмизации процессов проектирования, то есть выработке правил управления действиями проектировщика, которое необходимо применить к поставленной задаче проектирования, чтобы получить ее решение. Алгоритмизация проектирования включает в себя три основных процесса: формализацию, дискретизацию и универсализацию [4].

Исследование процессов управления при выборе технических решений базируется на предложенном Дж. Диксоном в [7] разделении процесса проектирования на три составляющих: изобретательство, инженерный анализ и принятие решений, которые было предложено рассматривать, как три взаимосвязанные фазы работы управляющей системы [4]. Исследование каждой из составляющей в отдельности в технической инновационике является направлениями, соподчиненными исследованию процессов управления. Соответственно, в каждом из указанных направлений основной задачей ставится алгоритмизация процессов инженерной деятельности.

Так, для решения изобретательских задач авторами разработан алгоритм построения алгоритмов поиска новых технических решений, что позволило решить основную проблему развития теорий изобретательского творчества, основанных на алгоритме поиска (Г.С. Альтшуллер [16], Б.И. Голдовский [17], Г.И. Иванов [18] и другие) – совершенствование алгоритма поиска решения вело к усложнению пользования им [1].

На основе общего вывода Х. Шенка [19] о том, что инженерный эксперимент является информационным обеспечением принятия решений, а также алгоритма инженерного анализа, предложенного Дж. Диксоном [7], О.В. Измеровым было предложено рассматривать методику эксперимента, как информационную систему, в результате чего авторами была предложена система алгоритмов инженерного анализа, включающая в себя расширенный, по сравнению с предложенным Дж. Диксоном, общий алгоритм, алгоритм схематизации объекта, рекуррентный алгоритм создания системы допущений, и алгоритм выбора технологии анализа, которые используются для разработки методик инженерного эксперимента новых изделий [2].

Исходя из положения о том, что выбор варианта решения инженером является рациональным, подчиненным определенным логическим правилам (что также было доказано Дж. Диксоном в [7]), основными проблемами направления, изучающего рациональный выбор решения, являются проблемы реинвентирования конструкции (восстановления логики принятия решений при проектировании изделия) и анализ рациональности выбора решений в известных изделиях, что ведет к такому прикладному направлению, как анализ «know-why» (изучение того, почему технический объект был создан именно так, а не иначе, при наличии возможных вариантов выбора), а также служит методической основой для исторического анализа развития конструкции того или иного технического объекта [3]. Авторами предложен алгоритм для реинвентирования конструкции, описанный в [3] и других работах.

Исследование объективных закономерностей развития техники проектировщиком тесно связано с исследованием процессов изобретательского творчества и рационального выбора решений и использует алгоритмы, созданные для этих направлений, соподчиненных анализу процессов, а также анализу уровней управления. При этом основной задачей исследования является прогнозирование качественных изменений в развитии технических объектов и прогнозирование создания инновационных изделий. Методической основой такого прогнозирования является матрица развития потребностей и возможностей, предложенная

О.В. Измеровым [4], на основе которой авторами создан алгоритмизированный метод непараметрического прогнозирования, частным прикладным направлением которого является анализ MPV на основе алгоритма, предложенного в [4].

Наконец, направление исследования моделей и методов их применения решает ряд вспомогательных задач:

- исследование методов использования математических моделей в процессе инженерного анализа (алгоритм жизненного цикла модели, [2]);
- поиск методов математического описания конструкции технических объектов в целях их распознавания машиной (объектная модель, [20]);
- исследование проблемы ограничений практического применения аналитических методов при моделировании машин ввиду использования эмпирических данных ограниченной точности (алгоритм модифицированного метода базовой точки, [21]).

Рассмотрим причинно-следственную обусловленность формирования технической инновационики, как научного направления и применения ее теоретических положений на практике (рисунок 2). Для упрощения на рисунке 2 представлены не все элементы внутренней и внешней структуры. Как видно из рисунка 2, создание технической инновационики было вызвано невозможностью решить проблему роста числа ошибок проектирования при повышении степени новизны создаваемых технических объектов (машин, изделий) и сопутствующую проблему косности разработчика (или стремления копировать уже известные образцы).

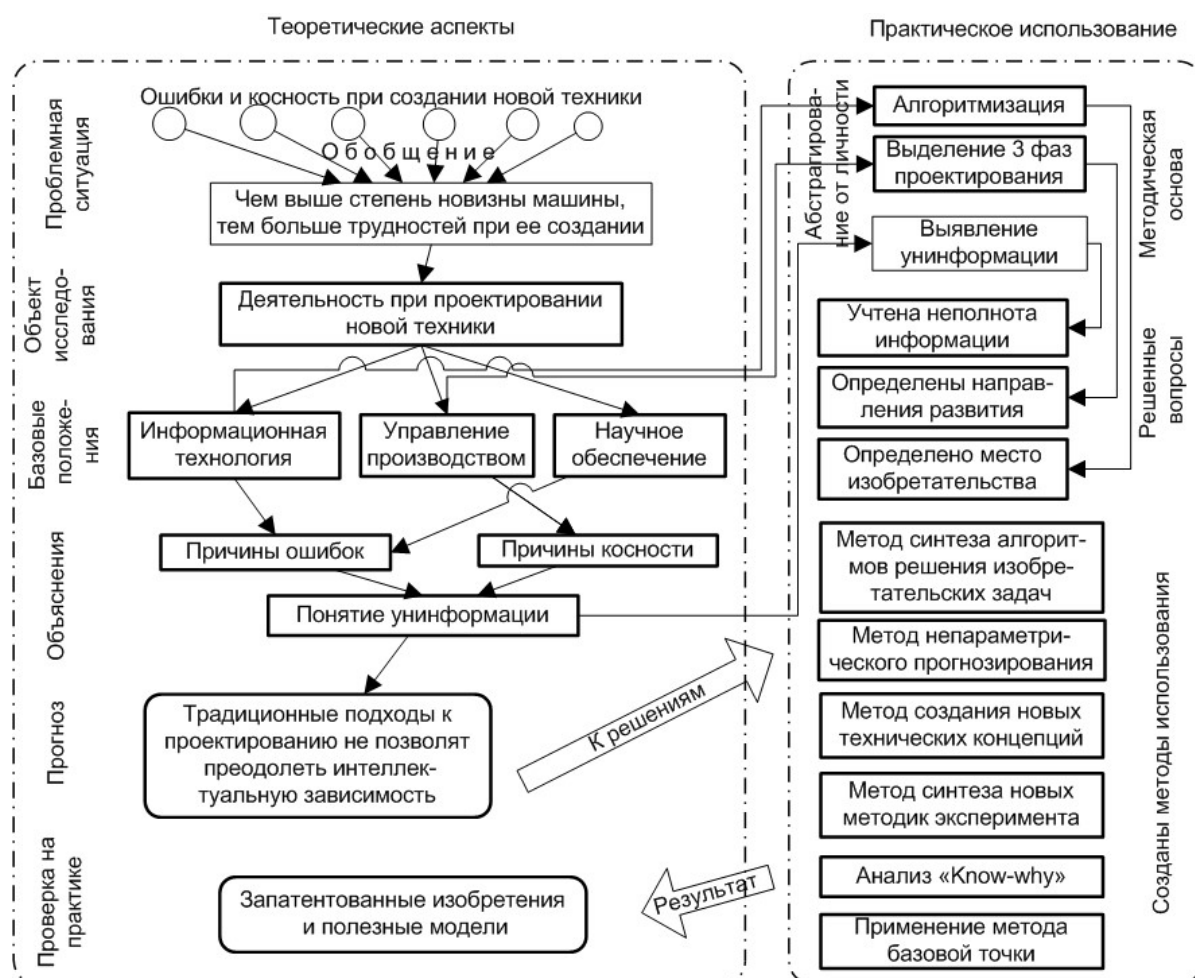


Рисунок 2 – Схема формирования технической инновационики в процессе решения научно-технических проблем и применения ее теоретических положений на практике

Данное явление было обусловлено следующими основными проблемами:

- отсутствовало научно обоснованное понятие степени новизны машины;
- методики проектирования конкретных изделий не учитывали неполноту информации, неизбежно возникающую при проектировании новых изделий;

- изобретательское творчество в сложившейся практике рассматривалось, как стихийный процесс, не предусмотренный методиками проектирования изделий, включая системы САПР, и не учитывалось в планировании работ.

Подход к проектированию, как к информационной технологии, открыл возможности связать наблюдаемые явления ошибок и косности с неполнотой информации, позволил создать методы проектирования, изначально учитывающие неполноту информации, что, в свою очередь, дало возможность дальнейшей формализации и алгоритмизации процесса поиска инженерных решений, позволило однозначно определить место изобретательского творчества в процессе проектирования. В период с 2011 по 2024 годы авторами, за счет использования предложенных ими методов поиска технических решений, было получено значительное количество патентов на изобретения и полезные модели, включая патенты на принципиально новые технические устройства, например, гасители колебаний, управляемые с помощью электропластического и магнитопластического эффекта. Это дает основания утверждать, что предложенные методы позволяют находить инновационные технические решения по мере возникновения необходимости и в сроки, приемлемые с точки зрения времени, запланированного на проектирование новых изделий.

Результаты и обсуждение

На основании вышеизложенного можно считать, что техническая инновационика:

- имеет однозначно определенную функциональную направленность, о чем свидетельствуют четко сформулированные цели и задачи;
- имеет внешнюю структуру, являясь направлением прикладной кибернетики, связанным с философией и психологией;
- имеет целостную внутреннюю структуру, в виде логически связанных и соподчиненных направлений, имеющих теоретическое и прикладное значение.

Создание технической инновационики было обусловлено объективными проблемами при создании новой техники и позволяет решить эти проблемы.

Таким образом, на данном этапе техническая инновационика может считаться научным направлением, имеющим собственный концептуальный аппарат и находящимся на стадии эволюционного развития.

Значимость результатов данной работы состоит в обосновании возможности использования теории и методологии технической инновационики в процессе создания и исследования новых изделий машиностроения, а также при создании следующего поколения систем САПР, способных генерировать неизвестные ранее варианты конструкции изделия.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Техническая инновационика. Проектирование конкурентоспособных машин: монография / [О.В. Измеров и др.]; под ред. чл.-кор. Академии электротехн. наук Рос. Федерации, д-ра техн. наук, проф. А.С. Космодамианского. – Орел: Госуниверситет – УНПК, 2013. – 415 с.
2. Техническая инновационика. Проблемы инженерного анализа технических систем: монография / [О.В. Измеров и др.]. – Орел: Госуниверситет – УНПК, 2013. – 261 с.
3. Техническая инновационика. Рациональный выбор технических решений при проектировании: монография / [О.В. Измеров и др.]; под ред. О.В. Измерова. – Орел: Госуниверситет – УНПК, 2013. – 340 с.
4. Кибернетические аспекты методов синтеза электромеханических систем: монография / О.В. Измеров [и др.]; под ред. академика Академии электротехн. наук Рос. Федерации, д-ра техн. наук, проф. А.С. Космодамианского. – Орел: Госуниверситет – УНПК, 2015. – 234 с.
5. Техническая инновационика. Классификации в технике: монография / А.С. Космодамианский, В.И. Воробьев, Д.В. Воробьев, С.Н. Злобин, О.В. Измеров, М.И. Борзенков, А.А. Пугачев. – Орёл: ОГУ имени И.С. Тургенева, 2023. – 186 с.
6. Jones, J. Christopher. Design Methods: seeds of human futures: monograph / J. Christopher Jones. – 2nd edition. – John Wiley & Sons Ltd., 1992. – 472 с.
7. Dixon, John R. Design engineering: inventiveness, analysis, and decision making: monograph / John R. Dixon. – McGraw-Hill, 1966, 354 с.
8. Koller, R. Konstruktionsmethode für den Maschinen-, Geräte- und Apparatebau: monograph / R. Koller. – Springer-Verlag, 1976. – 191p.
9. Roth, K. Konstruieren mit Konstruktionskatalogen / K. Roth. – Band 1: Konstruktionslehre: monograph. – 3. Aufl. Springer, Berlin, 2000. – 440 p.
10. Dietrych, Janusz. System i konstrukcja: monograph / Janusz Dietrych. – Warszawa: Wydaw. Nauk. – Techn., 1985. – 422 p.
11. Столяров, Ю.Н. Онтологический и метонимический смыслы понятия «информация» / Ю.Н. Столяров // Научные и технические библиотеки. – 2002. – № 3. – С. 45-52.

12. Zwicky, F. The morphological approach to discovery invention research and construction / F. Zwicky. – Berlin: Springer, 1967.
13. Ханзен, Ф. Основы общей методики конструирования: пер. с нем. / Ф. Ханзен. – Л.: Машиностроение, 1966.
14. Rodenacher, W.C. Methodisches Konstruieren / W.C. Rodenacher // In. Konstruktionsbikher Bd. 27. – Springer, Berlin [West], Heidelberg, New-York, 1976.
15. Beits, W. Systemtechnik der Maschinenkonstruktion / W. Beits // Unterlagung zur Vorlesung. – TU Berlin, 1969.
16. Альтшуллер, Г.С. Творчество как точная наука: монография / Г.С. Альтшуллер. – М.: Сов. радио, 1979. – Кибернетика.
17. Голдовский, Б.И. Комплексный метод поиска решений технических проблем: монография / Б.И. Голдовский, М.И. Вайнерман. – М.: Речной транспорт, 1990. – 111 с.
18. Иванов, Г.И. Какой алгоритм нужен инженеру? [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.metodolog.ru.
19. Шенк, Х. Теория инженерного эксперимента / Х. Шенк; пер. с нем. Е.Г. Коваленко. – М.: Мир, 1972.
20. Объектная модель технических решений для проектирования тягового привода колесно-моторного блока / Д.Я. Антипин, М.И. Борзенков, В.И. Воробьев, О.В. Дорофеев, С.Н. Злобин, О.В. Измеров, А.В. Сомотканов // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – Орел: ОГУ имени И.С. Тургенева. – № 6 (338) 2019. – С. 118-126.
21. Методы поиска оптимальных параметров динамической системы тягового привода в процессе выбора вариантов конструкции / А.С. Космодамианский, В.И. Воробьев, О.В. Измеров, М.Ю. Капустин, Д.Н. Шевченко // Известия Трансиба. – Омск: ОмГУПС (ОМИИТ). – № 2(38). – 2019. – С. 90-100.

Воробьев Владимир Иванович

Брянский государственный технический университет, г. Брянск
Кандидат технических наук, доцент кафедры
«Подвижной состав железных дорог»
E-mail: vladimvorobiev@yandex.ru

Борзенков Михаил Иванович

Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева, г. Орёл
Кандидат технических наук, доцент, начальник отдела научных изданий
E-mail: bim5155@yandex.ru

Злобин Сергей Николаевич

Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева, г. Орёл
Кандидат технических наук, доцент кафедры машиностроения
E-mail: zsn2@rambler.ru

Измеров Олег Васильевич

Брянский государственный технический университет, г. Брянск
Соискатель по кафедре «Подвижной состав железных дорог»
E-mail: izmerov@yandex.ru

Карпов Артем Евгеньевич

Российский университет транспорта (МИИТ), г. Москва
Ассистент кафедры «Тяговый подвижной состав»
E-mail: akarpov576@gmail.ru

V.I. VOROBYEV, M.I. BORZENKOV, S.N. ZLOBIN, O.V. IZMEROV, A.E. KARPOV

POSSIBILITIES TECHNICAL INNOVATION AS SCIENTIFIC DIRECTION

Abstract. *The results of systematization of knowledge about technical innovation as a scientific direction in applied cybernetics, dedicated to the design of new machines with a lack of design experience, are presented. It has been established that technical innovation has a certain functional focus (the presence of clearly formulated tasks and goals), and also has a holistic internal structure, in the form of logically related and subordinate directions that have theoretical and applied significance (analysis of design stages, processes, ways of technology development), in connection with which it can be considered a scientific direction. Thanks to the use of the theory and methods of technical innovation, the authors have received a significant number of patents for inventions and utility models.*

Keywords: *design theory, inventive creativity, engineering experiment, cybernetics, forecasting, mathematical modeling.*

BIBLIOGRAPHY

1. Tekhnicheskaya innovatsionika. Proyektirovaniye konkurentosposobnykh mashin: monografiya / [O.V. Izmerov i dr.]; pod red. chl.-kor. Akademii elektrotekhn. nauk Ros. Federatsii, d-ra tekhn. nauk, prof. A.S. Kosmodamianskogo. – Orel: Gosuniversitet – UNPK, 2013. – 415 s.
2. Tekhnicheskaya innovatsionika. Problemy inzhenernogo analiza tekhnicheskikh sistem: monografiya / [O.V. Izmerov i dr.]. – Orel: Gosuniversitet – UNPK, 2013. – 261 s.

3. Tekhnicheskaya innovatsionika. Ratsionalnyy vybor tekhnicheskikh resheniy pri proyektirovani: monografiya / [O.V. Izmerov i dr.]; pod red. O.V. Izmerova. – Orel: Gosuniversitet – UNPK, 2013. – 340 s.
4. Kiberneticheskiye aspekty metodov sinteza elektromekhanicheskikh sistem: monografiya / O.V. Izmerov [i dr.]; pod red. akademika Akademii elektrotekhn. nauk Ros. Federatsii, d-ra tekhn. nauk, prof. A.S. Kosmodamianskogo. – Orel: Gosuniversitet – UNPK, 2015. – 234 s.
5. Tekhnicheskaya innovatsionika. Klassifikatsii v tekhnike: monografiya / A.S. Kosmodamianskiy, V.I. Vorobyev, D.V. Vorobyev, S.N. Zlobin, O.V. Izmerov, M.I. Borzenkov, A.A. Pugachev. – Orel: OGU imeni I.S. Turgeneva, 2023. – 186 s.
6. Jones, J. Christopher. Design Methods: seeds of human futures: monograph / J. Christopher Jones. – 2nd edition. – John Wiley & Sons Ltd., 1992. – 472 c.
7. Dixon, John R. Design engineering: inventiveness, analysis, and decision making: monograph / John R. Dixon. – McGraw-Hill, 1966, 354 c.
8. Koller, R. Konstruktionsmethode fur den Maschinen-, Gerate- und Apparatebau: monograph / R. Koller. – Springer-Verlag, 1976. – 191p.
9. Roth, K. Konstruieren mit Konstruktionskatalogen / K. Roth. – Band 1: Konstruktionslehre: monograph. – 3.Aufl. Springer, Berlin, 2000. – 440 p.
10. Dietrych, Janusz. System i konstrukcja: monograph / Janusz Dietrych. – Warszawa: Wydaw. Nauk. – Techn., 1985. – 422 p.
11. Stolyarov, YU.N. Ontologicheskii i metonimicheskii smysly ponyatiya «informatsiya» / YU.N. Stolyarov // Nauchnyye i tekhnicheskkiye biblioteki. – 2002. – № 3. – S. 45-52.
12. Zwicky, F. The morphological approach to discovery invention research and construction / F. Zwicky. – Berlin: Springer, 1967.
13. Khanzen, F. Osnovy obshchey metodiki konstruirovaniya: per. s nem. / F. Khanzen. – L.: Mashinostroyeniye, 1966.
14. Rodenacher, W.C. Methodisches Konstruieren / W.C. Rodenacher // In. Konstruktionsbikher Bd. 27. – Springer, Berlin [West], Heidelberg, New-York, 1976.
15. Beits, W. Systemtechnik der Maschinenkonstruktion / W. Beits // Unterlagung zur Vorlesung. – TU Berlin, 1969.
16. Altshuller, G.S. Tvorchestvo kak tochnaya nauka: monografiya / G.S. Altshuller. – M.: Sov. radio, 1979. – Kibernetika.
17. Goldovskiy, B.I. Kompleksnyy metod poiska resheniy tekhnicheskikh problem: monografiya / B.I. Goldovskiy, M.I. Vaynerman. – M.: Rezhim transport, 1990. – 111 s.
18. Ivanov, G.I. Kakoy algoritm nuzhen inzheneru? [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupa: www.metodolog.ru.
19. Shenk, KH. Teoriya inzhenernogo eksperimenta / KH. Shenk; per. s nem. Ye.G. Kovalenko. – M.: Mir, 1972.
20. Ob"yektivnaya model tekhnicheskikh resheniy dlya proyektirovaniya tyagovogo privoda kolesno-motornogo bloka / D.YA. Antipin, M.I. Borzenkov, V.I. Vorobyev, O.V. Dorofeyev, S.N. Zlobin, O.V. Izmerov, A.V. Samotkanov // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – Orel: OGU imeni I.S. Turgeneva. – № 6 (338) 2019. – S. 118-126.
21. Metody poiska optimalnykh parametrov dinamicheskoy sistemy tyagovogo privoda v protsesse vybora variantov konstruktssii / A.S. Kosmodamianskiy, V.I. Vorobyev, O.V. Izmerov, M.YU. Kapustin, D.N. Shevchenko // Izvestiya Transsiba. – Omsk: OmGUPS (OmIIT). – № 2(38). – 2019. – S. 90-100.

Vorobyev Vladimir Ivanovich

Bryansk State Technical University, Bryansk
Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor
of the Department of «Railroad rolling stock»
E-mail: vladimvorobiev@yandex.ru

Zlobin Sergey Nikolaevich

Orel State university, Orel
Candidate of technical sciences, Associate Professor of
the Department of Mechanical engineering
E-mail: zsn2@rambler.ru

Karpov Artem Evgenievich

Russian University of Transport (MIIT), Moscow
Assistant of the Department «Traction rolling stock»
E-mail: akarpov576@gmail.ru

Borzenkov Mikhail Ivanovich

Orel State university, Orel
Candidate of technical sciences, Associate Professor,
head of the department of scientific publications
E-mail: bim5155@yandex.ru

Izmerov Oleg Vasilevich

Bryansk State Technical University, Bryansk
Competitor of the Department «Railroad rolling stock»
E-mail: izmerov@yandex.ru

Я.Н. ГАЙНУЛЛИНА, М.И. КАЛИНИН, П.К. СОПИН

МЕТОДИКА РАСЧЁТА НАПРЯЖЁННО – ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КОМПОНЕНТОВ СИСТЕМ АППАРАТОВ ЖИДКОСТНОГО ДЫХАНИЯ

Аннотация. В работе рассматриваются особенности метода расчётов напряженно – деформированного состояния гибких грузонесущих элементов глубоководных связей с гидравлическим каналом, входящих в инновационные модели аппаратов жидкостного дыхания биологических объектов. Результаты расчётов использованы при проектировании, конструировании, изготовлении и испытании аппаратов газожидкостной искусственной вентиляции лёгких биологических объектов, созданных в лаборатории «Экспериментальные системы жизнеобеспечения биологических объектов» Севастопольского государственного университета.

Ключевые слова: биологический объект, жидкостное дыхание, гидравлический канал, гибкая связь, глубоководный аппарат, замкнутый цикл.

Введение

Проблема увеличения срока нахождения биологических объектов на аппаратном жидкостном дыхании требует наличия значительного количества (объёма) дыхательных жидкостей и способов их рециркуляции. С этой целью была спроектированы и предложена модульная система глубоководных средств жидкостного дыхания включающая в свой состав гибкий грузонесущий компонент с гидравлическим каналом – это изделие при эксплуатации на предельных глубинах подвергаются комплексному нагружению, основными факторами которого являются: растяжение, изгиб, кручения и радиальное обжатие под действием давления внешней среды [1,2]. По этим причинам разработка методики расчёта деформируемых элементов гибких связей систем жидкостного дыхания позволит спроектировать и производить изделие повышенной долговечности и обеспечивать существенные экономические и технологические результаты [3].

Основная часть

Большой интерес представляет исследование и определение наработки на отказ компонентов глубоководных аппаратов и систем жидкостного дыхания в состав которых входят гибкие эластичные оболочки или силовые грузонесущие связи с гидравлическим каналом. В том случае если грузонесущие элементы конструктивно выполнены в виде концентричного уложенных слоёв различного назначения, то силовой внешний слой оказывает давление на подстилающие внутренние слои [4,5,6].

Величина среднего давления на подстилающие слои изделия может быть записана в следующем виде:

$$P = \frac{q_c}{\pi(2R-d)}, \quad (1)$$

где R – средний радиус слоя силовых элементов;

d – диаметр проволок в слое;

q_c – интенсивность сил реакции внутреннего слоя.

Запишем компоненты деформации витых элементов в виде:

$$\begin{aligned} \varepsilon_s &= \varepsilon(\cos^2 \alpha - \mu \sin^2 \alpha) + r\theta \sin \alpha \cos \alpha - (\gamma - \xi \sin^2 \alpha)t(x); \\ \delta_a &= r\theta \cos^2 \alpha - [\xi t(x) - \varepsilon(1 + \mu)] \sin \alpha \cos \alpha; \\ \bar{b} &= \theta(1 + \cos^2 \alpha) \sin \alpha \cos \alpha + [\xi t(x) - \varepsilon(1 + \mu)] \frac{\sin^2 \alpha \cos^2 \alpha}{r}; \\ \bar{\tau} &= \theta \cos^4 \alpha [\xi t(x) - \varepsilon(1 + \mu)] \frac{\sin^3 \alpha \cos \alpha}{r}, \end{aligned} \quad (2)$$

где ε_s – относительное удлинение винтового элемента;

δ_a – приращение угла свивки;

\bar{b} , $\bar{\tau}$ – полные повороты сечений относительно бинормали и касательной подвижного трёхгранника ортогональных осей;

ε, θ – относительное удлинение и кручение кабеля;
 ξ – коэффициент, характеризующий изменение радиуса свивки изделия;
 r – радиус свивки спиральных элементов;
 μ – конструктивный коэффициент Пуассона;
 γ – коэффициент линейного расширения;
 $t(x)$ – изменение температуры водной среды.

Для определения внутренних силовых факторов, действующих в сечении гибкой связи, запишем значение потенциальной энергии упругой деформации на единицу длины изделия как:

$$u_0 = \frac{1}{2} [EF\varepsilon_s^2 + EJ\bar{b}^2 + EJ_p\bar{\tau}^2] \frac{1}{\cos\alpha}, \quad (3)$$

где EF, EJ, EJ_p – жёсткости прядей на растяжение, изгиб и кручение соответственно.

Существует метод интегрирования этих уравнений, заключающийся в переходе от уравнений статики, записанных в координатах n, b, t к дифференциальному уравнению второго порядка комплексного переменного [7,8].

Существующие методики расчётов напряжённо – деформированного состояния гибких элементов дают хорошие результаты для прямых участков. Параметрические уравнения осей винтовых элементов будут записаны как:

$$x_0 = r\varphi \tan\alpha, \quad y_0 = r\cos\varphi, \quad Z_0 = r\sin\varphi, \quad (4)$$

учитывая, что для спирально – винтовой линии

$$\varphi = \frac{\sin\alpha}{r} S = \beta_s, \quad (5)$$

где $\beta = \frac{d\varphi}{ds} = \frac{\sin\alpha}{r}$ – скорость изменения угла φ ,

S – значение дуги линии, отсчитываемый от начальной точки $D(r, 0, 0)$.

Используя известные методы дифференциальной геометрии составим таблицу направляющих конусов углов между осями x, y, z и $\bar{n}, \bar{b}, \bar{t}$.

Рассмотрим движение с единичной скоростью по линии, определяемой по уравнению (4). При этом мгновенная угловая скорость в пространстве определяется вектором

$$\bar{\omega}_0 = k\bar{b} + r\bar{t}, \quad (6)$$

где $k = \frac{\sin^2\alpha}{r}, \quad \tau = \frac{\sin 2\alpha}{2r}, \quad (7)$

представляют собой соответственно кривизну и кручение винтовой линии. Точки поперечного сечения брони изделия определяются следующими криволинейными координатами n, b, s .

Координаты n, b – определяют положение точки в поперечном сечении, координата s – определяет положение этого сечения в изделии в целом.

Таблица 1 – Определение величин направляющих косинусов

Направление сил	Оси координат		
	X	Y	Z
\bar{n}	0	$\cos\beta_s$	$\sin\beta_s$
\bar{b}	$\sin\alpha$	$\cos\alpha \sin\beta_s$	$-\cos\alpha \cos\beta_s$
\bar{t}	$\cos\alpha$	$-\sin\alpha \sin\beta_s$	$\sin\alpha \cos\beta_s$

Будем считать, что u_x, u_y, u_z – компоненты смещения произвольной точки рассматриваемой гибкой связи в неподвижной системе координат x, y, z , а u_t, u_n, u_b – компоненты того же вектора вдоль осей $\bar{t}, \bar{n}, \bar{b}$. Тогда по таблице 1 компоненты определяются как:

$$\begin{aligned} u_x &= u_t \cos\alpha + u_b \sin\alpha, \\ u_y &= -u_t \sin\alpha \cos\beta_s + u_n \cos\beta_s + u_b \sin\beta_s \cos\alpha \\ u_z &= u_t \sin\alpha \cos\beta_s - u_n \sin\beta_s - u_b \cos\beta_s \cos\alpha. \end{aligned} \quad (8)$$

Под действием растягивающих нагрузок, приложенных на концах изделия (в глубине и на поверхности) возникают деформации двух видов: – локальные и общие для всего сечения, которые характеризуются упругим перемещением и поворотом. Их совокупность, т.е. ε и θ для единицы длины изделия можно считать винтом деформативности связи. Большинство

эксплуатируемых в морских условиях изделий обладают существенным недостатком, таким как склонность к кручению под действием растягивающей нагрузки [4].

Поэтому, можно считать, что кручение θ в системе координат x, y, z ($\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$) – вращающаяся вокруг оси декартова система, начало которой и ось \bar{x} совпадают с началом и осью x системы x, y, z ; а оси \bar{y}, \bar{z} направлены, соответственно осям \bar{n} и \bar{b}), определяется следующим уравнением:

$$\frac{d\bar{u}_z}{d\bar{y}} = \frac{d\bar{u}_y}{d\bar{z}} = 2\theta\bar{x}. \quad (9)$$

Данное уравнение справедливо в предположении, что

$$\begin{aligned} \bar{u}_x &= -\gamma\bar{z} + \theta\bar{y}\bar{x}; \\ \bar{u}_y &= -\gamma\bar{y} + \theta\bar{z}\bar{x}, \end{aligned} \quad (10)$$

где γ – постоянная величина (const).

В сечении элемента, соответствующем значению дуги $S = 0$, компоненты смещения в неподвижной системе, которые обозначены через u_x, u_y, u_z связаны с величинами u_t, u_n, u_b формулами

$$\begin{aligned} \bar{u}_x &= u_t \cos \alpha + u_b \sin \alpha; \\ \bar{u}_y &= -u_n; \\ \bar{u}_z &= u_t \sin \alpha - u_b \cos \alpha. \end{aligned} \quad (11)$$

Применяя гипотезу плоских сечений, допустим, что при деформируемости изделия (гибкой связи) все элементы его поперечного сечения получают одинаковые упругие перемещения вдоль основной оси, тогда:

$$\bar{u}_x = \varepsilon \bar{x}. \quad (12)$$

В выражениях (10) и (12), переходе от системы координат x, y, z к системе n, b, s по выражению (11), учитывая, что

$$\begin{aligned} \bar{x} &= s \cos \alpha + b \sin \alpha, \\ \bar{y} &= rn, \\ \bar{z} &= b \cos \alpha, \end{aligned} \quad (13)$$

получим следующее:

$$\begin{aligned} u_t \sin \alpha - u_b \cos \alpha &= \gamma b \cos \alpha + \theta(r - n)(s \cos \alpha + b \sin \alpha); \\ -u_n &= -\gamma(r - n) + \theta b(s \cos^2 \alpha + b \sin \alpha \cos \alpha) \\ u_t \cos \alpha + u_b \sin \alpha &= \varepsilon(s \cos \alpha + b \sin \alpha). \end{aligned} \quad (14)$$

Решая эту систему уравнений относительно u_t, u_n, u_b , определим

$$\begin{aligned} u_t &= \varepsilon(s \cos^2 \alpha + b \sin \alpha \cos \alpha) + \theta(r - n)(s \sin \alpha \cos \alpha + b \sin^2 \alpha) + \gamma b \sin \alpha \cos \alpha; \\ u_n &= -\theta b(\cos^2 \alpha + b \sin \alpha \cos \alpha) + \gamma(r - n); \\ u_b &= \varepsilon(s \sin \alpha \cos \alpha + b \sin^2 \alpha) - \theta(r - n)(s \cos^2 \alpha + b \sin \alpha \cos \alpha) - \gamma b \cos^2 \alpha. \end{aligned} \quad (15)$$

уравнения (15), являясь обобщением известных формул Сен – Венана для определения перемещений гибких элементов при растяжении и кручении, преобразуются в эти величины, есть в (15) подставить $\cos \alpha = 1, \sin \alpha = 0$, а γ принять равным коэффициенту Пуассона для материала изделия.

Далее, с целью определения величины радиальной деформации γ введём дополнительные зависимости в соответствии с гипотезой о совместной работы компонентов гибкой глубоководной связи, что соответствует чистому растяжению изделия, т.е. $\theta = 0$.

При этом, считая, что проволоки брони изделия получают только продольную деформацию, обозначив через ν коэффициент Пуассона запишем соотношение

$$\varepsilon b = -\nu \varepsilon_t. \quad (16)$$

Учитывая все компоненты деформации и приняв величину $\theta = 0$, запишем дополнительную зависимость между удлинением несущего слоя и его поперечным сужением в виде:

$$\gamma = \frac{\nu + t g^2 \alpha}{\nu t g^2 \alpha + 1} \varepsilon, \quad (17)$$

где сомножитель

$$\frac{\nu + t g^2 \alpha}{\nu t g^2 \alpha + 1} = \mu_{\text{констр}}, \quad (18)$$

можно рассчитывать, как конструктивный коэффициент Пуассона для несущего слоя гибкой связи.

Дополнительной особенностью разрабатываемой методики расчёта гибких глубоководных связей с гидравлическим каналом является учёт гидродинамического сопротивления при его движении в толще воды [10].

Пусть разность между собственным весом изделия и его плавучестью (на единице длины) будет обозначена параметром P . Тогда вес изделия в воде, представляющий собой результирующую гравитационной силы будет принят за произведение – $pskd$. Пространственное поле скоростей \bar{V} может быть описать как:

$$\bar{V} = \bar{V}_{x_i} + \bar{V}_{y_i} + \bar{V}_{z_k}, \quad (19)$$

где

$$\bar{V}_x = V_x(x, y, z), \quad \bar{V}_y = V_y(x, y, z), \quad \bar{V}_z = V_z(x, y, z).$$

Касательную составляющую гидродинамического сопротивления \bar{F} можем записать в следующем виде:

$$\bar{F} = Fds\bar{u} = \frac{1}{2}PG_{DT}\pi d(\bar{V}\bar{u})ds\bar{u}, \quad (20)$$

где

$$(\bar{V}\bar{u}) = V_x \cos \Psi \cos \varphi + V_y \cos \Psi \sin \varphi + V_z \sin \Psi,$$

а, в свою очередь, G_{DT} – коэффициент касательного сопротивления. Составляющие \bar{G} и \bar{H} гидродинамического сопротивления будем полагать записанными в виде:

$$\bar{G} = Gds\bar{V} = \frac{1}{2}PC_H d(\bar{V}\bar{v})^2 ds\bar{V} \quad (21)$$

$$H = Hds\bar{w} = \frac{1}{2}PC_H d(\bar{V}\bar{w})^2 ds\bar{w}, \quad (22)$$

где $\bar{V}\bar{v} = -V_x \sin \varphi + V_y \cos \varphi$, а C_H – коэффициент нормального сопротивления гибкой связи. Величины усилий \bar{F} , \bar{G} , \bar{H} определяются как функция положения произвольной точки на длине изделия. Общая долговечность (наработка на отказ) гибкой связи с гидроканалом существенно зависит от величины и условий натяжения данного изделия. Пусть на одном конце элементарного участка связи натяжение равно $T\bar{u}$, на другом $(T+dT)(\bar{u} + d\bar{u})$, причём dT – изменения натяжения, а $d\bar{u}$ – изменение направления изделия в пространстве (в толще воды) на протяжении элементарного участка dS . Изменение ориентации гибкой связи определяется по формуле

$$d\bar{u} = \cos \Psi d\varphi \bar{V} + d\Psi \bar{w}. \quad (23)$$

Если натяжение на одном конце элементарного участка равно $T\bar{u}$, то по другому будет $(T+dT)(\bar{u} + \cos \Psi d\varphi \bar{V} + d\Psi \bar{W})$.

На рисунке 1 предоставлена схема сил, действующая на участок рассматриваемого изделия [11].

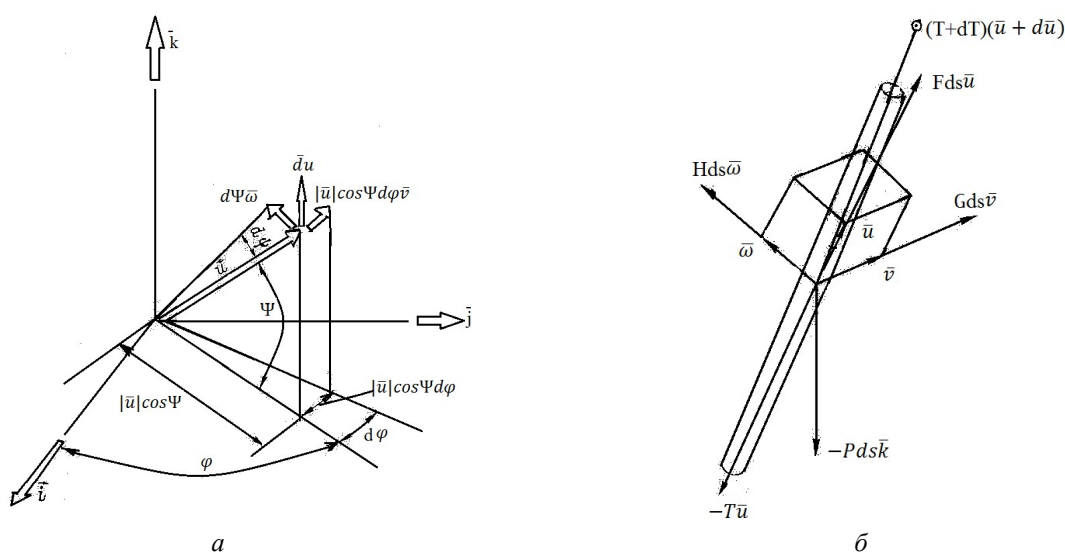


Рисунок 1 – Схема изменения направления сил (а) и схема сил, действующих на элементарный участок гибкой связи (б)

В случае статического равновесия, сумма сил, приложенных к объекту должна быть равна нулю, поэтому условие равновесия можем записать в виде:

$$T\bar{u} + (T + dT)(\bar{u} + d\bar{u}) + Fds\bar{u} + Gds\bar{V} + Hds\bar{W} - pds\bar{k} = 0. \quad (24)$$

Обнулив бесконечно малые величины высших порядков, выражение (24) можно переписать так:

$$(dT + Fds)\bar{u} + (T\cos\Psi d\varphi + Gds)\bar{V} + (Td\Psi + Hds)\bar{W} - Pds\bar{k} = 0. \quad (25)$$

Из произведения каждого из единичных векторов, связанных с гибким грузонесущим изделием и векторного уравнения можем получить три скалярных уравнения равновесия:

– вдоль вектора \bar{u} :

$$dT + Fds - P\sin\Psi ds = 0 \quad (26)$$

вдоль вектора \bar{V} :

$$T\cos\Psi d\varphi + Gds = 0 \quad (27)$$

вдоль вектора \bar{W} :

$$Td\Psi + Hds - P\cos\Psi ds = 0. \quad (28)$$

Далее, можем записать дифференциальные уравнения равновесия гибкой связи в виде:

$$\frac{dT}{ds} = P\sin\Psi - F; \quad (29)$$

$$\frac{d\varphi}{ds} = -\frac{G}{T\cos\Psi}; \quad (30)$$

$$\frac{d\Psi}{ds} = \frac{1}{T}(P\cos\Psi - H). \quad (31)$$

Данные уравнения характеризуют изменения в натяжении гибкой связи и в её ориентации на длине элементарного участка ds . Известно, что изменение натяжения вызывается касательными усилиями, а ориентации – нормальными.

Так как $ds\bar{u}$ есть элементарный участок изделия бесконечно малой длины, выделенный в области некоторой точки P , проекции этого участка на оси x , y , z определяются по формулам:

$$dx = ds\bar{u}_i = ds \cos\Psi \cos\varphi, \quad (32)$$

$$dy = ds\bar{u}_j = ds \cos\Psi \sin\varphi, \quad (33)$$

$$dz = ds\bar{u}_k = ds \sin\Psi, \quad (34)$$

следует отметить, что выражения (29 ÷ 34) связывают между собой шесть переменных T , φ , Ψ , x , y , z для любой точки на длине изделия. Интегрирование данных зависимостей при нужных граничных условиях даёт возможность рассчитать равновесное положение гибкой связи и, что важно, характер распределения напряжений вдоль её продольной оси. Методика позволяет учесть удлинение изделия под нагрузкой, которое равно:

$$ds = ds(1 + \varepsilon), \quad (35)$$

где ds – первоначальная длина изделия;

ε – коэффициент относительного удлинения.

Интегрирование дифференциальных уравнений условий равновесия изделия под действием пространственно ориентированных нагрузок, осуществляется специальными программными средствами.

При многократно повторяющихся условиях эксплуатации изделия, в несущих и гибких упругих компонентах наблюдаются остаточные напряжения, которые хотя и носят случайный характер, значительно влияют на напряжённо деформированное состояние изделия в целом. В свою очередь, это заметно снижает долговечность (срок службы) гибкой связи. Для прогнозной оценки снижения долговечности применяются положения теории кинематической аналогии. Используя известные положения дифференциальной геометрии, где кривизна и кручение кривой рассматриваются как компоненты полной угловой скорости вращения естественного трёхгранника при поступательном движении его вершины вдоль кривой с постоянной скоростью, равной единице, можно получить геометрические уравнения, которые связывают деформации упругой линии оси изделия с его линейными u и угловыми v смещениями. Это даёт возможность определять изменения кривизны \bar{b} и кручения τ винтовой линии, вызванные деформациями изделия при глубоководных условиях эксплуатации:

$$\bar{b} = (v\theta \cos^2\alpha - \varepsilon \sin\alpha \cos\alpha) \frac{\sin 2\alpha}{\gamma} + \varepsilon_r \frac{\sin^2\alpha}{\gamma} \cos 2\alpha, \quad (36)$$

$$\bar{\tau} = (\gamma\theta\cos^2\alpha - \varepsilon\sin\alpha\cos\alpha)\frac{\cos 2\alpha}{\gamma} - 2\varepsilon_r\frac{\sin^3\alpha}{\gamma}\cos\alpha,$$

где $\varepsilon = \frac{du}{dx}$ – относительная величина продольной деформации;

$\theta = \frac{dv}{dx}$ – относительная величина угловой деформации;

$\varepsilon_r = \frac{\Delta\gamma}{\gamma}$ – относительная величина поперечной деформации;

α – угол укладки элементов в изделие.

В силу вероятного возникновения дополнительных приращений поворотов поперечных сечений, преобразуем выражение (36) в виде:

$$\bar{b} = \theta(1 + \cos^2\alpha)\sin\alpha\cos\alpha + (\varepsilon_r - \varepsilon)\frac{\sin^2\alpha\cos^2\alpha}{\gamma}, \quad (37)$$

$$\bar{\tau} = \theta\cos^4\alpha - (\varepsilon_r - \varepsilon)\frac{\sin^3\alpha\cos\alpha}{\gamma}.$$

Далее запишем выражение для относительного удлинения элементарного участка гибкой связи:

$$\varepsilon_s = \varepsilon\cos^2\alpha + \gamma\theta\sin\alpha\cos\alpha + \varepsilon_r\sin^2\alpha \quad (38)$$

Нормальные растягивающие G_u и касательные τ_i напряжения будут представлены в виде:

$$\begin{aligned} G_p &= E \varepsilon; \\ G_u &= E \varepsilon_H = E(n\bar{b} - b\bar{n}); \\ \tau_i &= G \frac{\delta}{2} \bar{\tau}, \end{aligned} \quad (39)$$

где n, b – координаты произвольной точки в поперечном сечении;

E, G – модули упругости при растяжении и сдвиге;

\bar{n} – изменение кривизны компонента, которое на прямом участке изделия равно нулю, а на изогнутых участках равно:

$$\bar{n} = \frac{1 + \sin^2\alpha}{R} \cos\alpha \sin\varphi, \quad (40)$$

где R – радиус изгиба связи;

φ – угол укладки компонентов в слое.

Были специально разработаны и изготовлены образцы гибких грузонесущих связей с гидравлическим каналом, которые применялись в натурных морских экспериментах с биологическими объектами (рисунок 2).



Рисунок 2 – Внешний вид образцов гибких грузонесущих связей для глубоководных исследований

В итоге, можем считать, что на основе общих принципов механики деформируемых тел (гибких нитей), рассматривая гибкую грузонесущую связь с гидравлическим каналом для дыхательной жидкости как сложно – агрегатную механическую систему, удалось разработать методику расчета длинных изделий, учитывающую уравнения статики, кинематические уравнения совместности деформаций, связь внутренних усилий с напряжениями и комбинации условий нагружения. Методика позволит обосновано выбирать и назначать технологические факторы и параметры при производстве и изготовлении специальных гибких элементов для подводных работ, связанных с жизнеобеспечением биологических объектов.

Заключение.

Обзор и последующий анализ открытых источников показал, что на настоящий момент практически отсутствуют методики расчёта деформируемости, устойчивости, прочности и долговечности мультиэлементных гибких грузонесущих связей специального назначения, в конструкцию которых включён гидроканал для прокачки специальных, и т.д. дыхательных жидкостей. Отличительной особенностью таких изделий является способность работать на глубинах до 2000 м. По этим причинам очевидной становится необходимость разработки специализированной методики расчёта силовых и гидравлических компонентов гибких глубоководных систем жидкостного дыхания биологических объектов для особых условий эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сухоруков А.Л. Теория подводных тросовых систем и её инженерные приложения – М.: Физматлит, 2017. – 273 с.
2. Белецкий В.В. Динамика космических тросовых систем / В.В. Белецкий, Е.М. Левин – М.: Наука, 1990. – 337 с.
3. Меркин Д.Р. Введение в механику гибкой нити – М.: Наука, 1980. – 241 с.
4. Светлицкий В.А. Механика трубопроводов и шлангов – М.: Машиностроение, 1982. – 280 с.
5. Образцов И.Ф. Проблемы прочности в биомеханике – М.: Высшая школа, 1988. – 311 с.
6. Финкель В.М. Физика разрушения – М.: Металлургия, 1970. – 375 с.
7. Исханов Г.В. Прочность армированных пластиков и ситаллов / Г.В. Исханов, А.Е. Журавль – М.: Машиностроение, 1981. – 238 с.
8. Ястребов В.С. Системы и элементы глубоководной техники подводных исследований – Л.: Судостроение, 1981. – 303 с.
9. Гайнуллина Я.Н. Оценка деформативности элементов глубоководных систем при сложном нагружении / Я.Н. Гайнуллина, М.И. Калинин // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – Орел: ОГУ им. И.С. Тургенева. – 2023. – № 4(360) – С. 16 – 24.
10. Поливцев В.П. Исследование параметров жидкостного дыхания аппарата с замкнутым дыхательным контуром / В.П. Поливцев, М.И. Гарматюк, В.В. Поливцев // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – Орел: ОГУ им. И.С. Тургенева. – 2023. – № 4(360) – С. 66 – 72.
11. Верто Н.О. Океанографические буи – Л.: Судостроение, 1979. – 215 с.

Гайнуллина Яна Николаевна
ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет»,
Научный сотрудник лаборатории
«Экспериментальные системы
жизнеобеспечения биологических
объектов»
г. Севастополь,
ул. Гоголя, д. 14
тел. +7(8692) 417741
e-mail: medeya-ru@yandex.ru

Калинин Михаил Иванович
ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет»,
кандидат технических наук,
доцент, руководитель группы
лаборатории
«Экспериментальные системы
жизнеобеспечения биологических
объектов»
г. Севастополь, ул. Гоголя, д. 14
тел. +7(8692) 417741
e-mail: kalininsev@mail.ru

Сопин Павел Константинович
ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет»,
Старший научный сотрудник
лаборатории «Экспериментальные
системы жизнеобеспечения
биологических объектов»
г. Севастополь, ул. Гоголя, д. 14
тел. +7(8692) 417741
pavel.sopin@gmail.com

Ya.N. GAINULLINA, M.I. KALININ, P.K. SOPIN

THE METHOD OF CALCULATING THE STRESS – STRAIN STATE OF COMPONENTS OF SYSTEMS OF LIQUID BREATHING APPARATUS

Annotation. *The paper considers the features of the method for calculating the stress–strain state of flexible load-bearing elements of deep-sea connections with a hydraulic channel used in innovative models of liquid respiration apparatus of biological objects. The calculation results were used in the design, construction, manufacture and testing of gas-liquid artificial lung ventilation devices for biological objects created in the laboratory of experimental life support systems for biological objects of Sevastopol State University.*

Keywords: *biological object, liquid respiration, hydraulic channel, flexible connection, deep-sea apparatus.*

BIBLIOGRAPHY

1. Sykhorykov A.L. Teoriya podvodnikh trosovikh sistem i ee inzhenernie prilozheniya – M.: Fizmatlit, 2017. – 273 s.
2. Beletckiy V.V. Dinamika kosmicheskikh trosovikh sistem / V.V. Beletckiy, E.M. Levin – M.: Nayka, 1990. – 337 s.
3. Merkin D.R. Vvedenie v mekhaniku gibkoy niti – M.: Nauka, 1980. – 241 s.
4. Svetlitckiy V.A. Mekhanika truboprovodov i shlangov – M.: Mashinostroenie, 1982. – 280 s.
5. Obratcov I.F. Problemi prochnosti v biomekhanike – M.: Visshaya shkola, 1988. – 311 s.
6. Finkel V.M. Fizika razrysheniya – M.: Metalurgiya, 1970. – 375 s.
7. Ickhanov G.V. Prochnost armirovannikh plastikov i sitallov / G.V. Ickhanov, A.E. Zhuravl – M.: Mashinostroenie, 1981. – 238 s.
8. Yastrebov V.S. Sistemi i elementi glybokovodnoy tekhniki podvodnikh issledovaniy – L.: Sudostroenie, 1981. – 303 s.
9. Gaynullina Ya.N. Otcenka deformativnosti elementov glybokovodnikh sistem pri slozhnom nagruzhении / Ya.N. Gaynullina, M.I. Kalinin // Fyndamentaknie i prikladnie problemi tekhniki I tekhnologii – Orel: OGU im. I.S. Tergeneva. – 2023. – № 4(360) – S. 16 – 24.
10. Polivtcev V.P. Issledovanie parametrov zidkostnogo dikhaniya apparata s zamknutim dikhatelnim konturom / V.P. Polivtcev, M.I. Garmatuk, V.V. Polivtcev // Fyndamentaknie i prikladnie problemi tekhniki I tekhnologii – Orel: OGU im. I.S. Tergeneva. – 2023. – № 4(360) – S. 66 – 72.
11. Verto N.O. Okeanograficheskie bui – L.: Sudostroenie, 1979. – 215 s.

Gaynullina Yana Nikolaevna
Sevastopol State University,
Researcher at the laboratory
"Experimental life Support systems
of
biological objects", Sevastopol,
Gogol str., 14
tel. +7(8692) 417741
e-mail: medeya-ru@yandex.ru

Kalinin Mikhail Ivanovich
Sevastopol State University,
Candidate of Technical Sciences,
Associate Professor, Head of the
laboratory
group "Experimental life support
systems for biological objects"
Sevastopol, Gogol str., 14 tel.
+7(8692) 417741
e-mail: kalinin sv@mail.ru

Sopin Pavel Konstantinovich
Sevastopol State University,
Senior researcher of the laboratory
"Experimental life support
systems of biological objects"
Sevastopol, Gogol str., 14
tel. +7(8692) 417741
pavel.sopin@gmail.com

© Я.Н. Гайнуллина, М.И. Калинин, П.К. Сопин, 2024

З.А. ГОДЖАЕВ, В.В. ШЕХОВЦОВ, М.В. ЛЯШЕНКО, П.В. ПОТАПОВ, А.И. ИСКАЛИЕВ

УСТРОЙСТВА ДЛЯ ДИНАМИЧЕСКОГО ГАШЕНИЯ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Аннотация. В статье рассмотрены технические решения устройств для динамического гашения крутильных колебаний в силовых передачах преимущественно тяговых и транспортных машин. В эксплуатации на детали механических силовых передач колесных и гусеничных машин действует целый комплекс динамических нагрузок с широким диапазоном амплитуд и спектром частот. В результате совместного действия всех этих переменных нагрузок в силовой передаче формируется сложная картина крутильных колебаний, в результате продолжительного действия которых в материале деталей накапливаются усталостные повреждения, приводящие в итоге к отказам и поломкам. Для снижения динамической нагруженности деталей в силовую передачу устанавливают специальные устройства – упругие и компенсационные муфты и гасители крутильных колебаний. Российскими авторами предложено множество технических решений таких устройств. Среди них наиболее эффективными являются не пассивные устройства с неизменными характеристиками, а устройства, упруго-демпфирующие свойства которых зависят от амплитудно-частотного состава нагрузок, то есть динамические гасители колебаний. В статье рассмотрен ряд технических решений таких устройств с анализом их достоинств. Рассмотрены технические решения гасителей крутильных колебаний с сухим трением, с жидкостным трением, с использованием специальных материалов с высокодемпфирующими свойствами, а также инерционных гасителей. Представлено также техническое решение устройства, запатентованного авторами статьи. Оно позволяет по сигналу управляющей программы изменять момент инерции гасителя и тем самым осуществлять отстройку от резонансов в силовой цепи.

Ключевые слова: силовая передача, крутильные колебания, динамические гасители колебаний, сухое трение, жидкостное трение, инерционный гаситель

Введение

Детали силовых передач транспортных средств в эксплуатации испытывают нагрузки динамического характера; амплитуды дополнительного возникающего при этом крутящего момента на ряде нагрузочных режимов могут кратно превышать расчетный момент. Вследствие импульсного характера нагружения коленчатого вала двигателя во время рабочего процесса генерируются высокочастотные крутильные колебания, которые передаются на детали силовой передачи. При изменениях скорости и направления движения машины в силовой передаче возникают нагрузки переменного характера и генерируются крутильные колебания. Подвеской транспортного средства во время движения на силовую передачу также передаются переменные усилия, от которых возникают крутильные колебания с широким спектром частот [1-10]. В результате совместного действия всех этих переменных нагрузок в силовой передаче формируется сложная картина крутильных колебаний, в результате продолжительного действия которых в материале деталей накапливаются усталостные повреждения, приводящие в итоге к отказам и поломкам [11-18].

Для снижения динамической нагруженности деталей в силовую передачу устанавливают специальные устройства – упругие и компенсационные муфты и гасители крутильных колебаний. Российскими авторами предложено множество технических решений таких устройств. Среди них наиболее эффективными являются не пассивные устройства с неизменными характеристиками, а устройства, упруго-демпфирующие свойства которых зависят от амплитудно-частотного состава нагрузок, то есть динамические гасители колебаний. Ряд технических решений таких устройств с анализом их достоинств рассматривается ниже. Представлено также техническое решение устройства, запатентованного авторами статьи.

1. Динамические гасители колебаний с сухим трением

Рядом технических решений гасителей крутильных колебаний предусмотрен перевод вредной колебательной энергии в тепло за счет сухого трения, для чего в их состав включены фрикционные элементы. Такие гасители конструктивно менее сложны, хотя обеспечивают возможность изменения своих гасящих свойств в зависимости от нагружающих воздействий. Примером может служить динамический гаситель колебаний [19], техническое решение которого представлено на рисунок 1, обеспечивающий эффективное гашение крутильных колебаний, в том числе с низкими частотами. Это достигается тем, что полумуфта гасителя имеет внешнюю коническую поверхность по

всему диаметру, входящую в зацепление с коническими поверхностями сателлитов, а оси сателлитов имеют возможность продольного перемещения.

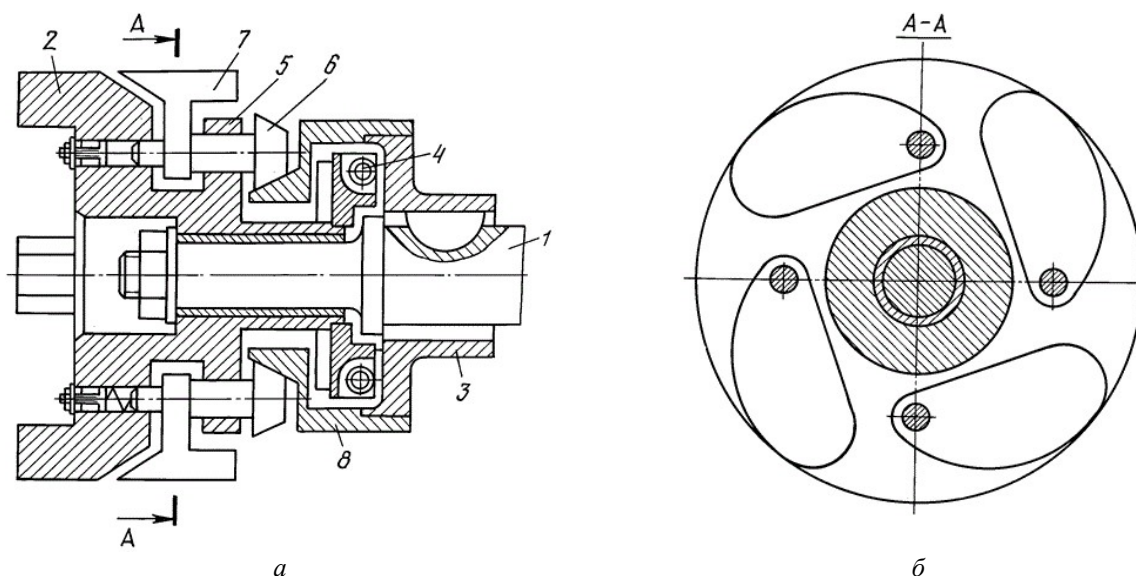


Рисунок 1 - Динамический гаситель колебаний с конической полумуфтой и сателлитами

На рисунок 1, а показан продольный разрез гасителя, на рисунок 1, б – разрез по А-А.

Он содержит вал 1, диск 2, полумуфту 3, состоящую из двух частей, упругий элемент 4, оси 5 с сателлитами 6, грузы 7, разнесенные по окружности, коническую поверхность 8 верхней части полумуфты 3.

При вращении вала 1 крутящий момент через муфту 3 и упругий элемент 4 передается диску 2. Вместе с диском вращаются грузы 7, которые под действием центробежных сил расходятся от оси вращения и поворачивают оси 5 с сателлитами 6, заставляя их обкатываться по внешней конической поверхности 8 полумуфты 3. Дополнительно прижатие сателлитов 6 внешней конической поверхности обеспечивается винтами с пружинами, упирающимися в оси 5.

При изменении частоты вращения изменяется расстояние от центров тяжести грузов 7 до оси вращения вала, тем самым увеличивая момент инерции конструкции, тем самым обеспечивая изменение его собственной частоты колебаний и отстройку от возможного резонанса, а также создавая дополнительное сжатие упругого элемента, изменяя его упругие свойства и дополнительно обеспечивая динамическое гашение колебаний.

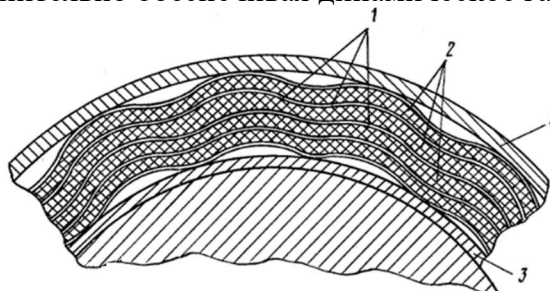


Рисунок 2 - Упруго-фрикционный демпфер с металлорезиной

В конструкциях демпферов с фрикционными элементами возможно использовать также комбинации разных материалов. Например, на рисунок 2 представлено техническое решение упруго-фрикционного демпфера [20], в конструкции которого использован материал из металлорезины (МР). Демпфер состоит из пакета стальных гофрированных кольцевых лент 1, между которыми уложены кольцевые (первоначально неизогнутые) гладкие ленты 2 из металлорезины, толщина которых больше толщины гофрированных в 20-30 раз, а изгибная жесткость соразмерна с жесткостью гофрированных. Пакет лент 1 и 2

устанавливается между двумя кольцами 3, 4. После сборки демпфера первоначально неизогнутые гладкие ленты 2 изгибаются, принимая форму гофрированных.

На первом этапе нагружения пакеты лент 1 и 2 деформируются как нерасслоенная цельная конструкция; жесткость демпфера имеет значительно большую величину за счет большего разнесения от нейтральной оси лент 1.

На втором этапе нагружения, когда пакет расслаивается, его жесткость суммируется из жесткости гофрированных и гладких лент. В результате увеличения отношения жесткости нерасслоенного демпфера к жесткости расслоенного параллелограмм петли гистерезиса при циклическом деформировании в большей степени приближается к форме прямоугольника, что увеличивает коэффициент рассеяния энергии демпфера. Таким образом, его упруго-демпфирующие свойства динамически изменяются в зависимости от изменения нагружающих воздействий.

Гаситель крутильных колебаний (демпфер) [21], техническое решение которого представлено на рисунок 3, содержит резиновый кольцевой элемент из высокодемпфирующего пористого сетчатого материала, далее ПСМ.

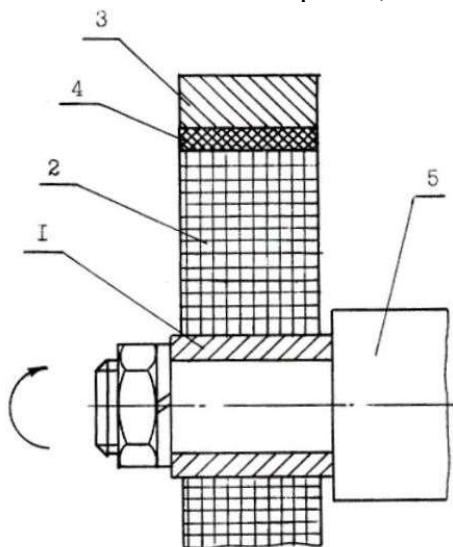


Рисунок 3 - Гаситель крутильных колебаний с упругим элементом из ПСМ

Демпфер содержит ступицу 1 с дисковой частью 2 и обод 3, между которыми размещен резиновый кольцевой элемент 4. Дисковая часть 2 ступицы 1 выполнена из металлического прессованного пористого воздухопроницаемого сетчатого материала.

Во время крутильных колебаний вала 5 масса обода 3 за счет своей инерционности постоянно отстает/забегает по углу поворота относительно вала 5, что вызывает постоянные деформации резинового элемента 4. При этом может происходить существенный нагрев и даже перегрев этого элемента при преобразовании энергии крутильных колебаний в тепловую энергию его материала, что приводит к существенному изменению его упругодемпфирующих свойств, частотной расстройке и снижению долговечности демпфера в целом.

ПСМ дисковой части 2 ступицы 1 позволяет решить эту проблему. Одновременно с этим энергия изгибных и осевых колебаний вала 5 поглощается ПСМ за счет микродеформаций структуры этого материала с высоким внутренним трением.

Таким образом, за счет введения в конструкцию демпфера элемента из ПСМ при изменении параметров крутильных колебаний вала изменяются упругодемпфирующие свойства демпфера, а также поглощается энергия его крутильных, изгибных и осевых колебаний.

2. Динамические гасители колебаний с жидкостным трением

На рисунок 4 представлено техническое решение [22] динамического гасителя крутильных колебаний (демпфера), рабочая полость корпуса которого заполнена жидкой средой, а расположенный внутри корпуса маховик имеет равномерно расположенные по

окружности сквозные вырезы, в каждом из которых находится грузик, закрепленный внутри маховика с возможностью радиального перемещения.

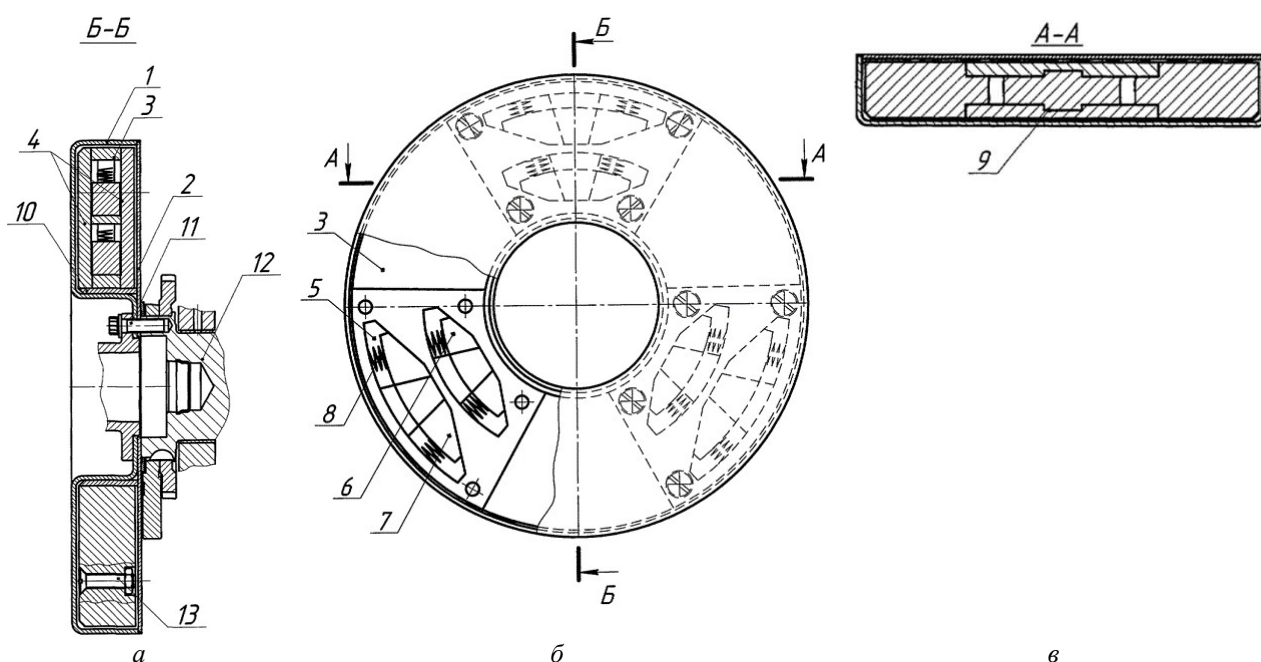


Рисунок 4 - Динамический гаситель крутильных колебаний с грузиками

На рисунок 4, а представлен вид демпфера сбоку (сечение Б-Б), на рисунок 4, б – вид демпфера спереди (одна из крышек маховика снята); на рисунок 4, в – сечение А-А.

Демпфер состоит из кольцеобразного корпуса 1, снабженного задней крышкой 2. Внутри корпуса 1 находится демпфирующий элемент – маховик 3. К маховику 3 с помощью потайных винтов 13 крепится шесть крышек 4. В маховике 3 выполнено шесть вырезов 5, равномерно расположенных по окружности и по радиусу. В крышке 4 выполнены направляющие 9, по которым перемещаются грузики 6 и 7 в радиальном направлении. Грузики 6 и 7, изменяющие момент инерции маховика 3, установлены в вырезах 5 маховика 3 и закреплены посредством пружин 8, прижимающих их к центру вращения маховика 3 и крышек 4 с обеих его сторон, при этом в каждой крышке 4 выполнены трапецевидные направляющие 9 для перемещения по ним грузиков 6 и 7 в радиальном направлении.

Корпус 1 демпфера крепится на ведущем валу 12 с помощью болтов 11. Маховик 3 установлен в корпусе 1 с помощью втулки 10 и имеет возможность вращаться.

При вращении вала 12 совместно с ним вращается демпфер – корпус 1 и маховик 3. На режимах с низкой частотой вращения момент инерции корпуса 1 максимальный, находящиеся внутри корпуса грузики 6 и 7 находятся в исходном состоянии и прижаты ближе к оси вращения маховика. С увеличением частоты вращения возрастает центробежная сила, которая преодолевает силу упругости пружины 8, и первый грузик 7, расположенный дальше от оси вращения, начинает перемещаться по направляющим 9 в радиальном направлении, сжимая пружину 8. Вследствие этого момент инерции маховика уменьшается и изменяется частота его собственных колебаний, что позволяет осуществлять отстройку от резонансных режимов нагружения. При дальнейшем увеличении частоты вращения последовательно будут отрываться грузики, расположенные ближе к центру вращения. Таким образом осуществляется ступенчатое изменение момента инерции маховика 3, позволяющее осуществлять отстройку от резонансов на более высоких частотах.

В следующем техническом решении [23] гасителя крутильных колебаний (рисунок 5) использован принцип динамического гашения колебаний – в полости, заполненной вязкой жидкостью, поочередно расположены внутренние и внешние кольца и ряд упругих элементов, работающих на кручение.

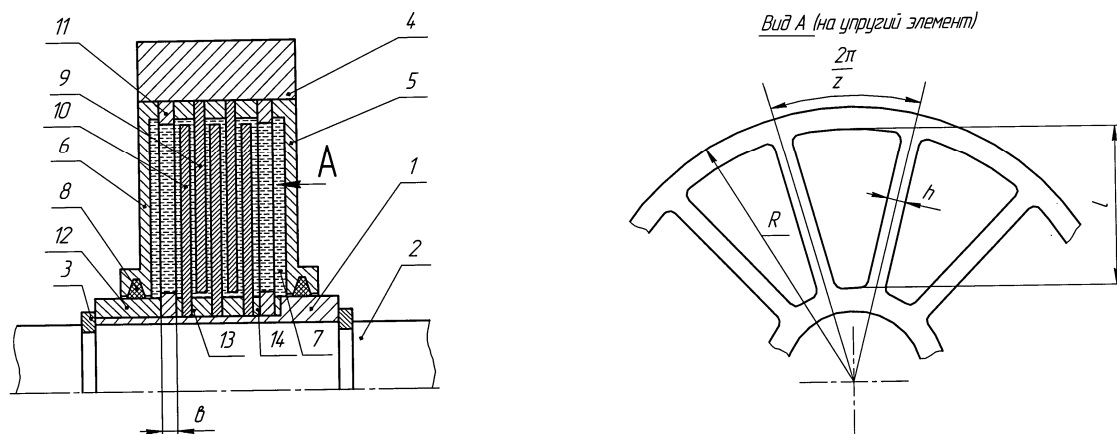


Рисунок 5 - Динамический гаситель крутильных колебаний с внутренними и внешними кольцами

На рисунок 5 представлена конструкция гасителя, включающего в себя внутренний корпус 1, который неподвижно связан с валом 2, стопорные кольца 3, наружный корпус 4, торцевые крышки 5 и 6, рабочую жидкость 7, радиальные уплотнения 8, систему чередующихся наружных 9 и внутренних 10 дисков, один или более упругих элемента 11, систему дистанционных втулок 12, 13, 14, устанавливающих заданное взаимное расположение всех деталей в осевом направлении.

В гасителе внутренний корпус неподвижно связан с валом, наружный корпус выполняет также роль инертной массы, входящей в состав динамического гасителя колебаний. Торцевые крышки образуют вместе с корпусами кольцевую полость, заполненную рабочей жидкостью. Система чередующихся наружных и внутренних дисков, установленных с заданным осевым зазором друг относительно друга и не препятствующих поворотам одного корпуса относительно другого, содержит упругие элементы, работающие на кручение и упруго соединяющие указанные корпуса. Упругий элемент выполнен в виде неразъемной детали, имеющей наружный и внутренний обода, связанные между собой радиально расположенными гибкими спицами. Система наружных и внутренних дисков, погруженных в рабочую жидкость, необходима для создания определенного коэффициента демпфирования.

Во время крутильных колебаний вала наружные 9 и внутренние 10 диски совершают угловые колебания относительно друг друга, что приводит к перемещениям контактирующих с ними объемов рабочей жидкости 7, расположенных между гибкими спицами упругих элементов 11, которые при этом работают на кручение. При этом вредная энергия крутильных колебаний затрачивается на гидравлическое трение перемещаемых объемов рабочей жидкости и закрутку упругих элементов, вследствие чего осуществляется гашение крутильных колебаний. Следует отметить, что при изменениях частоты вращения вала и изменениях при этом частоты его крутильных колебаний гидравлическое сопротивление демпфера изменяется нелинейно, за счет чего реализуется принцип динамического гашения колебаний.

3. Инерционные динамические гасители колебаний

Динамический гаситель [24], техническое решение которого представлено на рисунок 6, обеспечивает одновременное гашение крутильных и поперечных паразитных колебаний вращающихся тел при любых скоростях вращения за счет автоматического адаптивного изменения под действием центробежных сил инерции закрепленной на вращающемся теле массы радиуса кривизны упругого элемента для крепления массы, и соответственно, жесткости упругого элемента и частоты настройки динамического гасителя.

На рисунок 6, а представлен гаситель с вращающимся телом, вид сверху; на рисунок 6, б – поперечный разрез по А-А; на рисунок 6, в – разрез по Б-Б.

Гаситель колебаний вращающегося тела 1 содержит массы 2, связанные с телом 1 через плоские пружины 3, соединенные с помощью шарниров 4 с опорами 5, установленными в направляющей 6 тела 1 с возможностью перемещения. Направляющая 6 выполнена в виде упругого, надетого на тело 1 с натягом кольца. Опоры 5, соединенные

попарно пружиной 3, установлены с промежутками 7 между каждой парой по всему периметру кольца 6, при этом контактирующие поверхности направляющей 6 и опор 5 снабжены оппозитными зубчатой гребенкой 8 на направляющей 6 и прямоугольными выступами 9 на опорах 5. Параметры поверхностей 8 и 9 и массы 2 подобраны так, что силы упругости при их контактном взаимодействии в процессе относительного смещения опор 5 и направляющей 6 обеспечивают с одной стороны автоматическое шаговое фиксированное смещение каждой пары опор 5 навстречу друг другу под действием сил инерции вращающихся вместе с телом 1 масс 2, а с другой стороны – противоположное смещение опор 5 друг от друга под действием сил упругости сжатых плоских пружин 3 в отсутствие сил инерции.

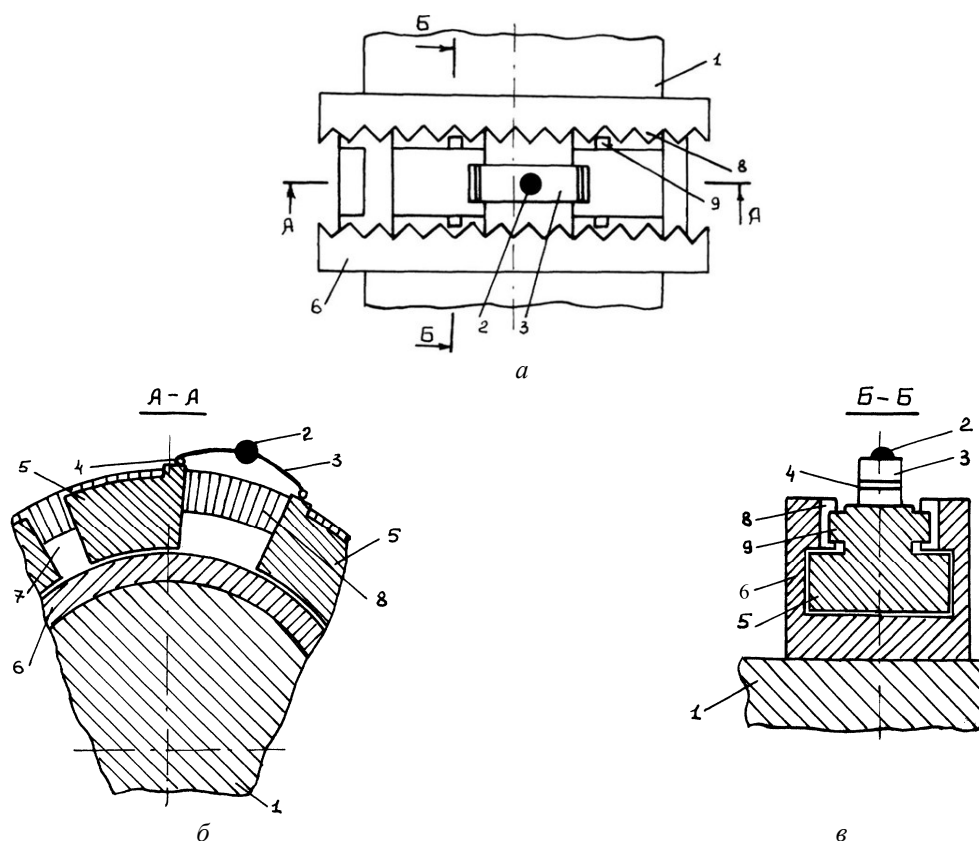


Рисунок 6 - Адаптивный динамический гаситель

При отсутствии вращения тела 1 упругие направляющие 8 кольца 6 несколько раздвигают и опоры 5 вставляют сверху в полость кольца 6. Пружина 3 раздвигает пару опор 5, и при отсутствии сжимающих сил имеет минимально изогнутую выпуклостью наружу форму. При установившейся угловой скорости вращения тела 1 за счет центробежных сил инерции масс 2 выпуклость пружин 3 увеличивается, это приводит к фиксированному смещению пар опор 5 по зубьям гребенки 8 навстречу друг к другу до тех пор, пока сила инерции груза 2 не уравнивается силой упругости пружины 3.

Подбором массы 2 и жесткости пружины 3 (собственной частоты колебаний гасителя) обеспечивается гашение им резонансных поперечных колебаний тела 1 в случае их возникновения. Частота этих колебаний соответствует угловой частоте вращения тела 1. При увеличении угловой скорости тела 1 увеличивается сила инерции массы 2, при этом все пары опор 5 автоматически сдвигаются ближе друг к другу на несколько шагов гребенки 8 и фиксируются, кривизна пружины 3 увеличивается (радиус кривизны уменьшается). За счет этого увеличивается поперечная жесткость пружины 3 и, соответственно, собственная частота колебаний гасителя. Таким образом, гаситель автоматически адаптивно перестраивается на гашение более высокой резонансной частоты поперечных колебаний тела 1.

Размещение масс 2 и пружин 3 по всему периметру кольца 6 позволяет осуществить гашение поперечных колебаний практически в любом из радиальных направлений.

При возникновении паразитных крутильных колебаний тела 1, например, при возрастании угловой скорости под действием центробежных сил инерции масс 2 последние удаляются от оси вращения тела 1, при этом увеличивается осевой момент инерции системы, обуславливающий возвращение угловой скорости к номинальному значению.

Таким образом, гаситель имеет возможности одновременно гасить как крутильные, так и поперечные паразитные колебания вращающихся тел в любом из радиальных направлений, а также автоматически адаптивно перестраиваться на разные частоты гашения при изменениях угловой скорости вращения тела.

4. Техническое решение предложенное авторами гасителя колебаний

Гаситель крутильных колебаний, предложенное авторами статьи техническое решение [25] которого представлено на рисунок 7, также относится к инерционным гасителям и является устройством с программно управляемым переменным радиусом вращения маховых масс. Количество масс, а также их величина, также могут быть переменными. Гаситель включает в себя связанный с входным и выходным валами диск 1, на торцевой поверхности которого выполнены радиальные направляющие (пазы). В пазах размещены ползуны 2, связанные с приводами возвратно-поступательного перемещения, выполненными в виде силовых гидроцилиндров 3, установленных на диске 1. На ползунах 2 установлены инерционные массы 4, состоящие из наборных элементов.

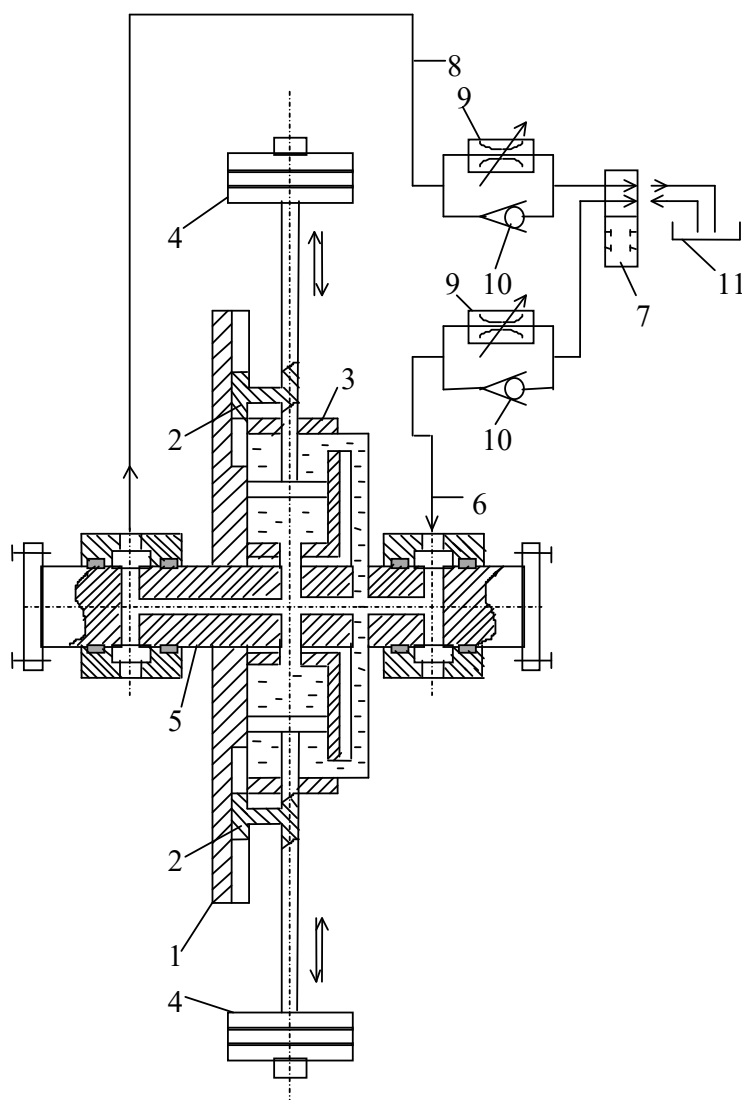


Рисунок 7 - Инерционный гаситель крутильных колебаний с гидроприводом маховых масс

Штоковые полости силовых гидроцилиндров сообщены между собой и системой осевых и радиальных каналов, выполненных в соединительном валу 5, подключены к линии 6 управляемого гидрораспределителя 7. Бесштоковые полости также сообщены между

собой и системой дополнительных осевых и радиальных каналов, выполненных в соединительном валу 5, подключены к линии 8 распределителя 7.

В магистрали, сообщающей штоковые и бесштоковые полости силовых гидроцилиндров, установлены регулируемые дроссели 9 и обратные клапаны 10. Гидрораспределитель 7 имеет три фиксированных положения. В первом положении рабочая жидкость под давлением подается в бесштоковые полости гидроцилиндров 3, а штоковые полости соединяются с баком 11.

Во втором (нейтральном) положении линии от штоковых и бесштоковых полостей заперты, а линия нагнетания соединяется со сливом в бак 11. В третьем положении рабочая жидкость под давлением поступает в штоковые полости гидроцилиндров 3, а бесштоковые сообщаются со сливом.

Программой управления предусматривает изменение радиального расположения инерционных масс 4 при разных амплитудах крутильных колебаний вала 5. Если эти амплитуды незначительны, распределитель 7 находится в нейтральной позиции и положение инерционной массы гасителя остается неизменным. При возрастании амплитуды, что наблюдается при возникновении резонансных явлений, по сигналу программы распределитель 7 в зависимости от полярности сигнала переходит в первое или третье положение. При этом рабочая жидкость под давлением подается либо в бесштоковые полости гидроцилиндров 3, перемещая по направляющим диска 1 ползуны 2 от оси вращения, либо в штоковые, и ползуны 2 с инерционными массами 4 перемещаются по направляющим к оси вращения. При этом на заданную величину бесступенчато изменяется момент инерции гасителя с соответствующим изменением его собственной частоты колебаний, в результате чего осуществляется отстройка от резонанса и снижается динамическая нагруженность силовой передачи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Исследование динамической нагруженности участков силовой передачи трактора Четра 6С-315 / В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, И.А. Иванов, А.В. Калмыков // Изв. ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 5: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – № 2. – С. 47-50.
2. Research of dynamic characteristics of Chetra-6C315 tractors power transmission / А.В. Калмыков, П.В. Потапов, В.В. Шеховцов, Е.В. Клементьев, Н.С. Соколов-Добрев // 31st Seminar of the Students Association for Mechanical Engineering, Warsaw, Poland, May 22nd – 25th, 2012: book of Abstracts / Military University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering. – Warsaw, 2012. – P. 21-22.
3. Снижение динамической нагруженности трансмиссии трактора за счет ввода упругого реактивного звена / А.В. Калмыков, В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, М.В. Ляшенко // Известия ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 7: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2013. – № 21 (124). – С. 24-28.
4. Крутильные колебания от основных эксплуатационных нагрузок в валопроводе силовой передачи трактора ВТ-100 / В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, Вл.П. Шевчук, Н.С. Соколов-Добрев, К.В. Шеховцов // Международный научно-исследовательский журнал. – 2013. – № 7 (ч. 2). – С. 125-128.
5. Исследование динамических характеристик трансмиссии сельскохозяйственного трактора 6-ого тягового класса / Вл.П. Шевчук, В.В. Шеховцов, Е.В. Клементьев, Н.С. Соколов-Добрев, А.В. Калмыков // Современные наукоемкие технологии. – 2013. – № 2. – С. 44-49.
6. Исследование динамических процессов в силовой передаче гусеничного трактора тягового класса 6 при повороте / А.В. Калмыков, В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, К.О. Долгов // Прогресс транспортных средств и систем – 2013: матер. междунар. науч.-практ. конф., Волгоград, 24-26 сент. 2013 г. / ВолгГТУ [и др.]. – Волгоград, 2013. – С. 161-162.
7. Динамическая нагруженность силовых элементов трансмиссии гусеничного трактора при эксплуатации в режиме "разгон – остановка" / Е.И. Тескер, В.В. Шеховцов, В.Ю. Тараненко, К.П. Подшивалин // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – № 8. – С. 21-23.
8. Влияние динамической связанности звеньев силовой цепи на характер распространения крутильных колебаний в валопроводе / В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, Вл.П. Шевчук, Н.С. Соколов-Добрев, К.В. Шеховцов // Международный научно-исследовательский журнал. – 2013. – № 7 (ч. 2). – С. 128-131.
9. The Computational Research of the Dynamic Load of the Power Train Sites of the Caterpillar Tractor = Расчётные исследования динамической нагруженности участков силовой передачи гусеничного трактора / В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, Вл.П. Шевчук, М.В. Ляшенко, А.В. Калмыков // The Archives of Automotive Engineering / Archiwum Motoryzacji. – 2013. – Vol. 60, No. 2. – С. парал.: 79-91 (англ.); 195-208 (рус.).
10. Строкатов, М.А. Экспериментальное исследование нагруженности трансмиссии гусеничного трактора при синфазной и несинфазной установке ведущих колес / М.А. Строкатов, В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев // Молодой ученый. – 2014. – № 8 (67, июнь-1), часть 3. – С. 262-267.

11. Строкатов, М.А. Экспериментальное исследование крутящего момента трактора ДТ-120 при трогании / М.А. Строкатов, В.В. Шеховцов // Тезисы докладов смотр-конкурса научных, конструкторских и технологических работ студентов Волгоградского государственного технического университета, Волгоград, май 2014 г. / редкол.: А.В. Навроцкий (отв. ред.) [и др.]; ВолгГТУ, СНТО. – Волгоград, 2014. – С. 110.
12. Перспективы использования упругого реактивного звена в силовой передаче трактора / А.В. Калмыков, В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, Н.С. Соколов-Добрев, З.А. Годжаев // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 12. – С. 20-24.
13. Динамическая нагруженность силовой передачи трактора при изменении крутильной жёсткости реактивного звена / А.В. Калмыков, Н.С. Соколов-Добрев, В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко // Технология колёсных и гусеничных машин. – 2014. – № 5. – С. 17-23.
14. Метод снижения динамической нагруженности силовой передачи гусеничного трактора / Н.С. Соколов-Добрев, В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, А.В. Калмыков // Вестник машиностроения. – 2015. – № 6. – С. 6-10.
15. Использование в трансмиссии трактора реактивного звена с переменной податливостью / А.В. Калмыков, М.В. Ляшенко, Н.С. Соколов-Добрев, В.В. Шеховцов // Известия ВолгГТУ. Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 12. – Волгоград, 2015. – № 6 (166). – С. 24-32.
16. Шеховцов, В.В. Анализ и синтез динамических параметров элементов силовых передач тягово-транспортных средств: учеб. пособ. (гриф). Доп. УМО вузов РФ по образованию в области транспортных машин и транспортно-технологических комплексов / В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, М.В. Ляшенко; ВолгГТУ. – Волгоград, 2016. – 140 с.
17. Шеховцов, В.В. Decreasing of the Dynamic Loading of Tractor Transmission by Means of Change of the Reactive Element Torsional Stiffness / В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, П.В. Потапов // Procedia Engineering. Vol. 150: 2nd International Conference on Industrial Engineering (ICIE-2016) / ed. by A.A. Radionov. – [Elsevier publishing], 2016. – P. 1239-1244.
18. Снижение динамической нагруженности трансмиссии тягово-транспортного средства за счет элемента с управляемыми упруго-диссипативными свойствами / З.А. Годжаев, В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, А.И. Искалиев, Шиян Я.Э. Энрикес // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2021. – № 5 (349). – С. 157-164. – DOI: 10.33979/2073-7408-2021-349-5-157-164.
19. Пат. 2276750 РФ, МПК F16F 15/10. Устройство гашения крутильных колебаний / В.Е. Гозбенко, С.В. Елисеев, А.В. Димов, М.А. Драч. – 2006.
20. А.с. 693069 СССР, МПК F16F 7/12. Металлический термостойкий упругофрикционный демпфер / В.А. Антипов, Ю.К. Пономарев, И.Д. Эскин. – 1979.
21. Пат. 2160398 РФ, МПК F16F 15/12. Демпфер колебаний коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания / М.И. Фесина, А.В. Соколов. – 2006.
22. Пат. 2405991 РФ, МПК F16F 3/04, F16D 15/31. Демпфер / А.А. Лестальевич, Ф.Х. Халиуллин, В.М. Матросов. – 2010.
23. Пат. 2470202 РФ, МПК F16F 15/121, F16A 7/104. Гаситель крутильных колебаний / А.И. Глейзер, А.В. Васильев, А.И. Бахтемиров. – 2012.
24. Пат. 2289737 РФ, МПК F16F 15/131. Самонастраивающийся динамический гаситель колебаний вращающихся тел / Д.М. Белый. – 2006.
25. А.с. 1422049 СССР, МПК G01M 13/02. Стенд для испытания моторно-трансмиссионной установки транспортного средства / И.В. Ходес, В.В. Шеховцов, А.А. Скопп. – 1988.

Годжаев Захид Адыгезалович
доктор технических наук,
профессор, член-корреспондент
РАН, заместитель директора
ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, 109428, РФ,
г. Москва, 1-й Институтский
проезд, дом 5,
тел. (499) 171-43-49,
fic51@mail.ru.

Шеховцов Виктор Викторович
доктор технических наук,
профессор, профессор кафедры
«Техническая эксплуатация и
ремонт автомобилей»
Волгоградского государственного
технического университета,
400005, РФ, г. Волгоград, пр-т
Ленина, 28,
тел. (8442) 24-81-16,
shehovtsov@vstu.ru

Ляшенко Михаил Вольфредович
доктор технических наук,
профессор, заведующий кафедрой
«Техническая эксплуатация и
ремонт автомобилей»
Волгоградского государственного
технического университета,
400005, РФ, г. Волгоград, пр-т
Ленина, 28,
тел. (8442) 24-81-62,
tslmv@vstu.ru

Потапов Павел Викторович
доцент кафедры «Техническая
эксплуатация и ремонт
автомобилей» Волгоградского
государственного технического
университета, 400005, РФ, г.
Волгоград, пр-т Ленина, 28,
тел. (8442) 24-81-62,
paulflinx@gmail.com

Искалиев Азамат Ибрагимович
старший преподаватель кафедры
«Теплотехника и гидравлика»
Волгоградского государственного
технического университета,
400005, РФ, г. Волгоград, пр-т
Ленина, 28,
тел. (8442) 24-81-09,
ts@vstu.ru

Z.A. GODZHAEV, V.V. SHEKHOVTSOV, M.V. LIASHENKO,
P.V. POTAPOV, A.I. ISKALIEV

DEVICES FOR DYNAMIC DAMPING OF TORSIONAL VIBRATIONS IN DRIVETRAINS

Abstract. This paper describes technical solutions of devices for dynamic damping of torsional vibrations in drivetrains mainly of traction and transport vehicles. In operation, a whole complex of dynamic loads with a wide range of amplitudes and a spectrum of frequencies acts on the parts of mechanical drivetrains of wheeled and tracked vehicles. As the result of the combined action of all these variable loads in the drivetrain, a complex pattern of torsional vibrations is formed, as a result of the prolonged action of which fatigue damage accumulates in the material of the parts, ultimately leading to failures and breakdowns. To reduce parts dynamic loading, special devices are implemented into the transmission – elastic and compensational couplings and vibration dampers. Russian authors have proposed many technical solutions of such devices. Among them, the most effective are not passive devices with constant characteristics, but devices whose elastic-damping characteristics depend on the amplitude-frequency composition of the loads, that is, dynamic vibration dampers. The article discusses a range of technical solutions of such devices with analysis of their advantages. Technical solutions of torsional vibration dampers with dry friction, liquid friction, with use of special materials with high damping characteristics and also inertial dampers are considered. Technical solution of device patented by the authors is presented. It allows to change the moment of inertia of the damper and thereby detune from resonances in the power circuit on the base of a signal from the control program.

Keywords: drivetrain, torsional vibrations, dynamic vibration dampers, dry friction, liquid friction, inertial damper.

BIBLIOGRAPHY

1. Issledovanie dinamicheskoy nagruzhennosti uchastkov silovoj peredachi traktora Chetra 6S-315 / V.V. SHEkhovcov, N.S. Sokolov-Dobrev, I.A. Ivanov, A.V. Kalmykov // Izv. VolgGTU. Seriya "Nazemnye transportnye sistemy". Vyp. 5: mezhvuz. sb. nauch. st. / VolgGTU. – Volgograd, 2012. – № 2. – С. 47-50.
2. Research of dynamic characteristics of Chetra-6S315 tractors power transmission / A.V. Kalmykov, P.V. Potapov, V.V. SHEkhovcov, E.V. Klement'ev, N.S. Sokolov-Dobrev // 31st Seminar of the Students Association for Mechanical Engineering, Warsaw, Poland, May 22nd – 25th, 2012: book of Abstracts / Military University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering. – Warsaw, 2012. – P. 21–22.
3. Snizhenie dinamicheskoy nagruzhennosti transmissii traktora za schet vvoda uprugogo reaktivnogo zvena / A.V. Kalmykov, V.V. SHEkhovcov, N.S. Sokolov-Dobrev, M.V. Lyashenko // Izvestiya VolgGTU. Seriya "Nazemnye transportnye sistemy". Vyp. 7: mezhvuz. sb. nauch. st. / VolgGTU. – Volgograd, 2013. – № 21 (124). – С. 24-28.
4. SHEkhovcov, V.V. Analiz i sintez dinamicheskikh harakteristik avtotraktornykh silovykh peredach i sredstv dlya ih ispytaniya: monografiya / V.V. SHEkhovcov; VolgGTU. – Volgograd: RPK «Politehnik», 2004. – 224 s.
5. SHEkhovcov, V.V. Sovershenstvovanie avtotraktornykh silovykh peredach na osnove analiza i sinteza ih dinamicheskikh harakteristik na etape proektirovaniya: Dis. ... d-ra tekhn. nauk: 05.05.03. Volgograd, 2004. – 399 c.
6. The Computational Research of the Dynamic Load of the Power Train Sites of the Caterpillar Tractor = Raschyotnye issledovaniya dinamicheskoy nagruzhennosti uchastkov silovoj peredachi gusenichnogo traktora / V.V. SHEkhovcov, N.S. Sokolov-Dobrev, V.I. SHEvchuk, M.V. Lyashenko, A.V. Kalmykov // The Archives of Automotive Engineering / Archiwum Motoryzacji. – 2013. – Vol. 60, No. 2. – С. paral.: 79-91 (angl.); 195-208 (rus.).
7. Dinamicheskaya nagruzhennost silovykh elementov transmissii gusenichnogo traktora pri ekspluatatsii v rezhime "razgon – ostanovka" / E.I. Tesker, V.V. SHEkhovcov, V.YU. Taranenko, K.P. Podshivalin // Traktory i selhozmashiny. – 2013. – № 8. – С. 21-23.
8. Vliyanie dinamicheskoy svyazannosti zvenov silovoj cepi na karakter rasprostraneniya krutivnykh kolebanij v valoprovode / V.V. SHEkhovcov, M.V. Lyashenko, V.I. SHEvchuk, N.S. Sokolov-Dobrev, K.V. SHEkhovcov // Mezhdunarodnyj nauchno-issledovatel'skij zhurnal. – 2013. – № 7 (ch. 2). – С. 128-131.
9. The Computational Research of the Dynamic Load of the Power Train Sites of the Caterpillar Tractor = Raschyotnye issledovaniya dinamicheskoy nagruzhennosti uchastkov silovoj peredachi gusenichnogo traktora / V.V. SHEkhovcov, N.S. Sokolov-Dobrev, V.I. SHEvchuk, M.V. Lyashenko, A.V. Kalmykov // The Archives of Automotive Engineering / Archiwum Motoryzacji. – 2013. – Vol. 60, No. 2. – С. paral.: 79-91 (angl.); 195-208 (rus.).
10. Stokatov, M.A. Eksperimentalnoe issledovanie nagruzhennosti transmissii gusenichnogo traktora pri sinfaznoj i nesinfaznoj ustanovke vedushchih kolyos / M.A. Stokatov, V.V. SHEkhovcov, N.S. Sokolov-Dobrev // Molodoy uchyonyj. – 2014. – № 8 (67, iyun-I), chast 3. – С. 262-267.
11. Stokatov, M.A. Eksperimentalnoe issledovanie krutyashchego momenta traktora DT-120 pri troganii / M.A. Stokatov, V.V. SHEkhovcov // Tezisy dokladov smotra-konkursa nauchnykh, konstruktorskih i tekhnologicheskikh rabot studentov Volgogradskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta, Volgograd, maj 2014 g. / redkol.: A.V. Navrockij (otv. red.) [i dr.]; VolgGTU, SNTU. – Volgograd, 2014. – С. 110.
12. Perspektivy ispolzovaniya uprugogo reaktivnogo zvena v silovoj peredache traktora / A.V. Kalmykov, V.V. SHEkhovcov, M.V. Lyashenko, N.S. Sokolov-Dobrev, Z.A. Godzhaev // Traktory i selhozmashiny. – 2014. – № 12. – С. 20-24.

13. Dinamicheskaya nagruzhenost silovoj peredachi traktora pri izmenenii krutilnoj zhyostkosti reaktivnogo zvena / A.V. Kalmykov, N.S. Sokolov-Dobrev, V.V. SHEkhovcov, M.V. Lyashenko // Tekhnologiya ko-lyosnyh i gusenichnyh mashin. – 2014. – № 5. – С. 17-23.
14. Metod snizheniya dinamicheskoy nagruzhenosti silovoj peredachi gusenichnogo traktora / N.S. Sokolov-Dobrev, V.V. SHEkhovcov, M.V. Lyashenko, A.V. Kalmykov // Vestnik mashinostroeniya. – 2015. – № 6. – С. 6-10.
15. Ispolzovanie v transmissii traktora reaktivnogo zvena s peremennoj podatlivostyu / A.V. Kalmykov, M.V. Lyashenko, N.S. Sokolov-Dobrev, V.V. SHEkhovcov // Izvestiya VolgGTU. Ser. Nazemnye transportnye sistemy. Vyp. 12. – Volgograd, 2015. – № 6 (166). – С. 24-32.
16. SHEkhovcov, V.V. Analiz i sintez dinamicheskikh parametrov elementov silovykh peredach tyagovo-transportnykh sredstv: ucheb. posob. (grif). Dop. UMO vuzov RF po obrazovaniyu v oblasti transportnykh ma-shin i transportno-tekhnologicheskikh kompleksov / V.V. SHEkhovcov, N.S. Sokolov-Dobrev, M.V. Lyashenko; Vol-gGTU. – Volgograd, 2016. – 140 s.
17. SHEkhovcov, V.V. Decreasing of the Dynamic Loading of Tractor Transmission by Means of Change of the Reactive Element Torsional Stiffness / V.V. SHEkhovcov, N.S. Sokolov-Dobrev, P.V. Potapov // Procedia Engineering. Vol. 150: 2nd International Conference on Industrial Engineering (ICIE-2016) / ed. by A.A. Radionov. – [Elsevier publishing], 2016. – P. 1239-1244.
18. Snizhenie dinamicheskoy nagruzhenosti transmissii tyagovo-transportnogo sredstva za schet elementa s upravlyаемymi uprugodissipativnymi svojstvami / Z.A. Godzhaev, V.V. SHEkhovcov, M.V. Lyashenko, A.I. Iskaliev, SHiyan YA.E. Enrikes // Fundamentalnye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2021. – № 5 (349). – С. 157-164. – DOI: 10.33979/2073-7408-2021-349-5-157-164.
19. Pat. 2276750 RF, MPK F16F 15/10. Ustrojstvo gasheniya krutilnykh kolebanij / V.E. Gozbenko, S.V. Eliseev, A.V. Dimov, M.A. Drach. – 2006.
20. A.s. 693069 SSSR, MPK F16F 7/12. Metallicheskiy termostojkij uprugofrikcionnyj dempfer / V.A. Antipov, YU.K. Ponomarev, I.D. Ehskin. – 1979.
21. Pat. 2160398 RF, MPK F16F 15/12. Dempfer kolebanij kolenchatogo vala dvigatelya vnutrennego sgoraniya / M.I. Fesina, A.V. Sokolov. – 2006.
22. Pat. 2405991 RF, MPK F16F 3/04, F16D 15/31. Dempfer / A.A. Lestalevich, F.KH. Khaliullin, V.M. Matrosov. – 2010.
23. Pat. 2470202 RF, MPK F16F 15/121, F16A 7/104. Gasitel krutilnykh kolebanij / A.I. Glej-zer, A.V. Vasilev, A.I. Bakhtemirov. – 2012.
24. Pat. 2289737 RF, MPK F16F 15/131. Samonastraivayushchiysya dinamicheskij gasitel kolebanij vrashchayushchikhsya tel / D.M. Belyj. – 2006.
25. A.s. 1422049 SSSR, MPK G01M 13/02. Stend dlya ispytaniya motorno-transmissionnoj ustanovki transportnogo sredstva / I.V. Khodes, V.V. Shekhovcov, A.A. Skopp. – 1988.

Godzhaev Zakhid Adygezalovich

doctor in technical science, professor, Corresponding Member of RAS, vice director of FSBSI FSAC VIM, 109428, Russia, Moscow, 1st Institutsky proezd, 5, tel (499)171-43-49, fic51@mail.ru.

Shekhovtsov Viktor Viktorovich

doctor in technical science, professor, professor of “Vehicles and engines» department, Volgograd state technical university, 400005, RF, Volgograd, Lenin ave. 28, tel. (8442) 24-81-62, shehovtsov@vstu.ru

Liashenko Mikhail Volfredovich

doctor in technical science, professor, head of “Vehicles and engines» department, Volgograd state technical university, 400005, RF, Volgograd, Lenin ave. 28, tel. (8442) 24-81-62, tslmv@vstu.ru

Potapov Pavel Viktorovich

candidate of technical science, docent at «Vehicles and engines» department, Volgograd state technical university, 400005, RF, Volgograd, Lenin ave. 28, tel. (8442) 24-81-62, paulflinx@gmail.com

Iskaliev Azamat Ibragimovich

Lecturer of the Heat Engineering and Hydraulic Department, Volgograd State Technical University, 400005, RU, Volgograd, Lenin ave., 28, phone: (8442) 24-81-09, ts@vstu.ru

© З.А. Годжаев, В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, П.В. Потапов, А.И. Искалиев, 2024

З.А. ГОДЖАЕВ, В.В. ШЕХОВЦОВ, М.В. ЛЯШЕНКО, П.В. ПОТАПОВ,
А.И. ИСКАЛИЕВ, А.В. КАЛМЫКОВ

УСТРОЙСТВА ДЛЯ АДАПТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ УПРУГО-ДИССИПАТИВНЫМИ СВОЙСТВАМИ СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧ ТЯГОВЫХ И ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Аннотация. В статье рассмотрены технические решения устройств для адаптивного управления упруго-диссипативными свойствами силовых передач преимущественно тяговых и транспортных машин. Детали силовых передач в эксплуатации испытывают динамические нагрузки со стороны двигателя – высокочастотные от гармонических составляющих крутящего момента, низкочастотные от колебаний двигателя на подвеске и от изменения режимов его работы при управляющих воздействиях оператора. Со стороны ведущих колес на силовую передачу во время эксплуатации воздействует целый комплекс переменных нагрузок, причинами возникновения которых являются изменения направления, скорости и тягового сопротивления движению, вертикальные, продольные и поперечные колебания машины на подвеске, у гусеничных машин еще и перемотка звенчатой гусеницы. К этому добавляются периодические воздействия оператора при переключениях передач, торможениях, разгонах и поворотах. Вследствие этого комплекса динамических нагрузок в валопроводе силовой передачи формируется сложная картина крутильных и изгибных колебаний. При этом в материале деталей возникают дополнительные напряжения, величина которых бывает сравнимой с напряжениями от передаваемого крутящего момента, поэтому появляются и накапливаются усталостные повреждения, приводящие в итоге к потере прочности, отказам и поломкам. Для снижения динамической нагруженности в состав передачи вводятся специальные упругодемпфирующие устройства. Предпочтение отдается устройствам, упругие и диссипативные свойства которых не постоянны, а адаптивно изменяются в соответствии с частотами и амплитудами крутильных колебаний. В статье рассмотрены такие устройства с демпферами сухого трения и жидкостного трения. Приведено также описание запатентованного авторами статьи устройства с упругодемпфирующим узлом на основе однодисковой фрикционной муфты сцепления, связанной с планетарным редуктором. Оно позволяет автоматически в соответствии с изменениями параметров нагружающих воздействий адаптивно изменять крутильную жесткость силовой передачи для снижения ее динамической нагруженности.

Ключевые слова: тяговые и транспортные машины, силовая передача, упругие и диссипативные свойства, демпферы с сухим трением, демпферы с жидкостным трением, снижение нагруженности.

Введение

Ряд основных показателей тяговых и транспортных средств, таких, как надежность, в том числе долговечность, шумность и виброактивность узлов и деталей напрямую определяются динамической нагруженностью силовой передачи. Ее детали испытывают динамические нагрузки со стороны двигателя – высокочастотные от гармонических составляющих крутящего момента, низкочастотные от колебаний двигателя на подвеске и от изменения режимов его работы при управляющих воздействиях оператора. Со стороны ведущих колес на силовую передачу во время эксплуатации воздействует целый комплекс переменных нагрузок, причинами возникновения которых являются изменения направления, скорости и тягового сопротивления движению, вертикальные, продольные и поперечные колебания машины на подвеске, у гусеничных машин еще и перемотка звенчатой гусеницы [1-9]. К этому добавляются периодические воздействия оператора при переключениях передач, торможениях, разгонах и поворотах. Вследствие этого комплекса динамических нагрузок в валопроводе силовой передачи формируется сложная картина крутильных и изгибных колебаний. При этом в материале деталей возникают дополнительные напряжения, величина которых бывает сравнимой с напряжениями от передаваемого крутящего момента, поэтому появляются и накапливаются усталостные повреждения, приводящие в итоге к потере прочности, отказам и поломкам. Плюс к тому динамическая нагруженность деталей является причиной повышенной шумо-виброактивности передачи, что отрицательно влияет на здоровье оператора и работоспособность других узлов и агрегатов машин [10-18].

В механических силовых передачах поглощение вредной колебательной энергии возможно только за счет конструкционного демпфирования, то есть поглощения части этой энергии за счет трения в материале деталей при их деформациях в результате нагружающих воздействий. Но в металлических деталях эта часть очень незначительная. Поэтому в силовые передачи машин устанавливают специальные упругодемпфирующие устройства. Их конструкции разнообразны и зависят от типа, назначения и конструкции машины, двигателя, силовой передачи, а также от других факторов.

Ниже рассмотрены технические решения упругодемпфирующих устройств, предложенные российскими авторами. Как правило, в процессе эволюции конструкции этих устройств постоянно усложняются, но также увеличиваются их возможности по защите силового валопровода от нагрузок в результате действия более широкого разнообразия динамических воздействий в машинах, оснащаемых все более мощными двигателями и обладающих все большими функциональными возможностями. Рассматриваемые устройства предназначены для использования преимущественно в конструкциях силовых передач тяговых и транспортных машин.

1. Устройства с демпферами сухого трения

Одним из типов устройств, предназначенных для снижения динамической нагруженности силовой передачи и перевода в тепло вредной энергии крутильных колебаний, являются устройства с демпферами сухого трения. Пример такого устройства [19] показан на рисунок 1.

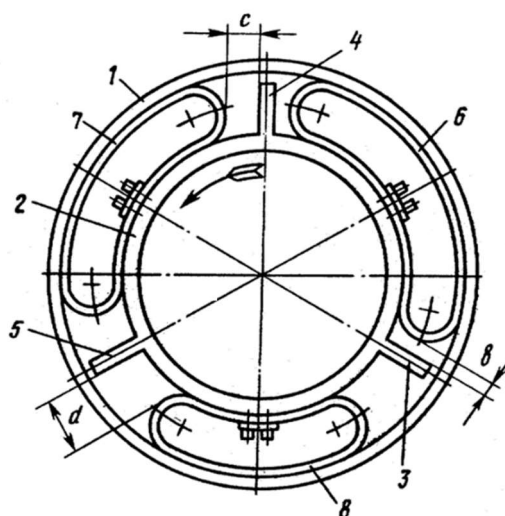


Рисунок 1 - Гаситель крутильных колебаний

Гаситель крутильных колебаний содержит барабан 1, установленный внутри него цилиндр 2 с расположенными на нем ограничителями 3-5. На цилиндре закреплены скобы 6-8.

При повороте цилиндра 2 относительно барабана 1 цилиндр 2 увлекает за собой скобы 6-8, которые, перекашиваясь по наружной поверхности цилиндра и внутренней поверхности барабана, создают за счет пластической деформации скоб момент сопротивления повороту цилиндра относительно барабана. При этом скоба 6, перекашиваясь в наименьшем зазоре b , первой дойдет до упора в ограничитель 3 и, упруго деформируясь, зафиксируется относительно цилиндра 2. Дальнейшее вращение цилиндра 2 относительно барабана 1 сопровождается скольжением изогнутого по внутреннему радиусу барабана участка скобы по внутренней поверхности барабана и одновременным обкатыванием по цилиндру и барабану скоб 7 и 8 до упора скобы 7 в ограничитель 4, и так далее. При этом момент сопротивления гасителя возрастает до максимальной величины, при которой обеспечивается связь между цилиндром и барабаном за счет суммарных сил трения между каждой скобой и внутренней поверхностью барабана.

Гаситель обладает двухсторонним действием и обеспечивает ступенчатую характеристику как при прямом, так и при обратном повороте цилиндра относительно барабана.

В следующем техническом решении [20] гаситель крутильных колебаний выполнен в виде фрикционной пары с винтом и тарельчатой пружиной (рисунок 2).

Устройство состоит из торсиона 1, трубчатого вала 2, согласующего редуктора, фрикционного диска 3, муфты 4, тарельчатой пружины 5, винта 6, маховика двигателя 7, муфты 8.

Торсион 1 размещен в трубчатом валу 2 и с помощью шлицев соединяется с одной стороны с трубчатым валом 2, а с другой – через муфту 4 с маховиком двигателя 7.

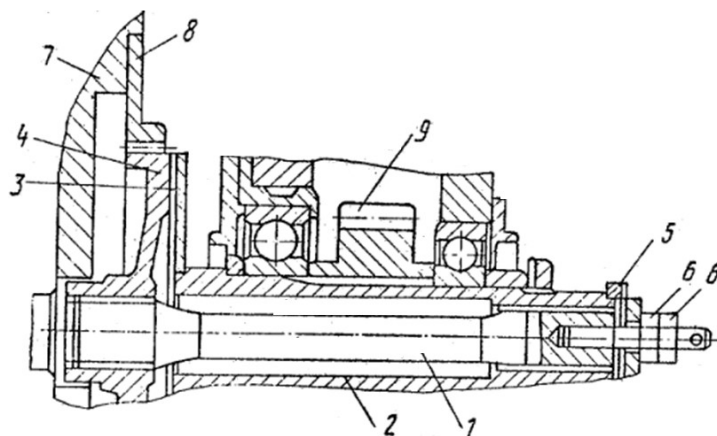


Рисунок 2 - Устройство с торсионным демпферным соединением

На конце, где торсион 1 соединяется с трубчатым валом 2, имеется регулировочный винт 6 и тарельчатая пружина 5. При закручивании винта 6 торсион 1 вытягивается из трубчатого вала 2 и поджимает закрепленную на его конце муфту 4 к фрикционному диску 3. Нужную величину прижатия обеспечивает тарельчатая пружина 5.

Во время работы крутящий момент двигателя от маховика 7 через муфты 8 и 4 передается на торсион 1 и через трубчатый вал 2 – на другие детали трансмиссии. Имеющая место неравномерность вращения маховика снижается за счет закручивания торсиона 1, а фрикционный диск 3 обеспечивает демпфирование колебаний.

Представляется интересным также техническое решение гасителя крутильных колебаний [21], техническое решение которого представлено на рисунок 3. Он содержит ступицу 1, выполненную в виде кольца Т-образной формы в продольном сечении, первая полка которого расположена вдоль его оси, а вторая – радиально с внутренней стороны. Кольцевая маховая инерционная масса выполнена составной в виде постоянной инерционной массы 2 Т-образной формы в поперечном сечении, первая полка которой расположена вдоль ее оси, а вторая – радиально с наружной стороны. Дополнительно изменяемая масса 3 выполнена в виде набора сменных пластин различной толщины прямоугольного поперечного сечения, имеющих форму кольца, прикрепленных с двух сторон ко второй полке постоянной инерционной массы. Каждый упругий демпфирующий элемент 4 выполнен в виде пакета пластинчатых пружин, образующих цилиндр. Крепежные средства представлены болтами 7, 8 цилиндрических сегментов 5, 6, которые поверхностями В, С расположены параллельно и симметрично друг другу по длине «L» в цилиндре «Д» пакета пружин с возможностью поджатия пакета с одной стороны к первой полке ступицы 1, а с другой стороны – к первой полке постоянной инерционной массы 2. Причем по краям крепежных средств 7, 8 плоскости их симметрии перпендикулярно их плоской поверхности на расстоянии «L₀», равном ширине пакета пружин, выполнены резьбовые отверстия Е, F диаметром d, в которых установлены болты 7, 8.

При возникновении крутильных колебаний кольцевая маховая инерционная масса из-за своей инерционности совершает колебательные движения, передающиеся упругим демпфирующим элементам 4, где происходит снижение амплитуд колебаний и гашение их энергии.

2. Устройства с демпферами жидкостного трения

Широкое распространение в машиностроении имеют также устройства с демпферами жидкостного трения. Известны устройства с системами перепускных клапанов, в которых при изменениях нагрузки осуществляется перепуск рабочей жидкости из объема с большим в объем с меньшим давлением через дроссельные отверстия, благодаря трению в которых поглощается колебательная энергия. Известны также другие принципы работы демпферов жидкостного трения, например, с лопастными колесами в объеме с вязкой жидкостью, когда при крутильных колебаниях лопастного колеса за счет барботажа жидкости гасится вредная колебательная энергия.

В качестве примера устройства с жидкостным демпфером может служить следующее техническое решение [22] (рисунок 4), которое обладает также свойствами инерционного гасителя колебаний.

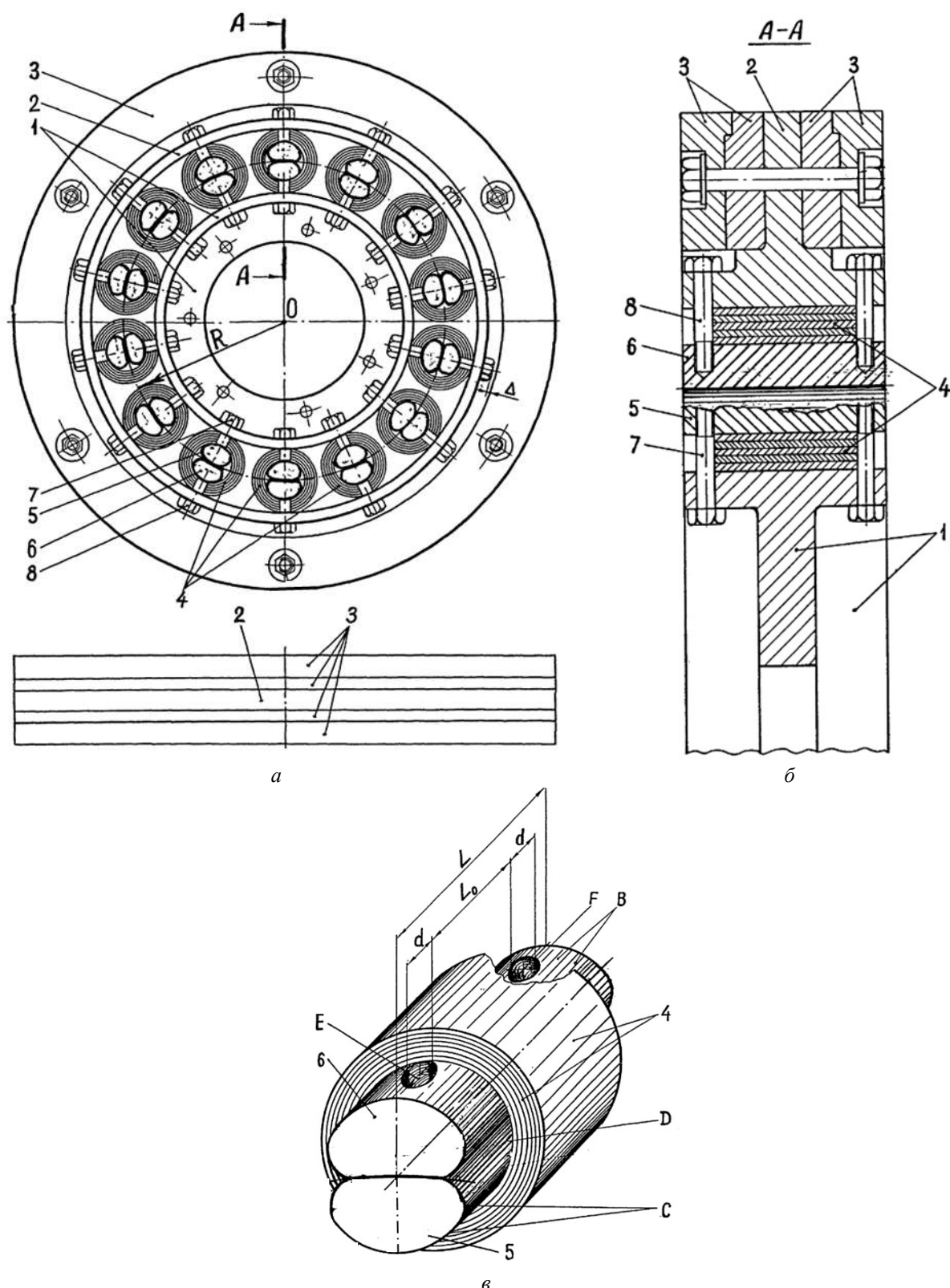


Рисунок 3 - Гаситель колебаний с пакетами пластинчатых пружин:
 а – общий вид; б – сечение А-А; в – упругий элемент в виде пакета пластинчатых пружин

Устройство (рисунок 4, а и б) состоит из ведущей полумуфты 1 с роликами 2 и ведомой полумуфты 3, в пазу которой установлены две упорные призмы 4, поддерживаемые от выпадания планками 5 и распираемые упругими элементами 6. В полумуфтах 1 и 3 выполнены полости 7 и 8 соответственно (рисунок 4, в), заполненные демпфирующей жидкостью, в полости 7 полумуфты 1 равномерно по окружности размещены инерционные массы 9, 10, 11 и 12 (массы 10 и 12 на схеме не видны), которые крепятся на полумуфте 1 посредством пластинчатых пружин 13, 14, 15 и 16 (пластинчатые пружины 14 и 16 на схеме

не видны), а в полости 8 полумуфты 3 размещены инерционные массы 17, 18, 19 и 20, которые соединены с полумуфтой 3 пластинчатыми пружинами 21, 22, 23 и 24. Полости герметично закрыты крышками 25 и 26. Размещенные в полостях с демпфирующей жидкостью инерционные массы 9, 10, 11, 12, 17, 18, 19, 20 и соединенные с полумуфтами посредством пластинчатых пружин 13, 14, 15, 16, 21, 22, 23 и 24 соответственно, представляют собой демпфер.

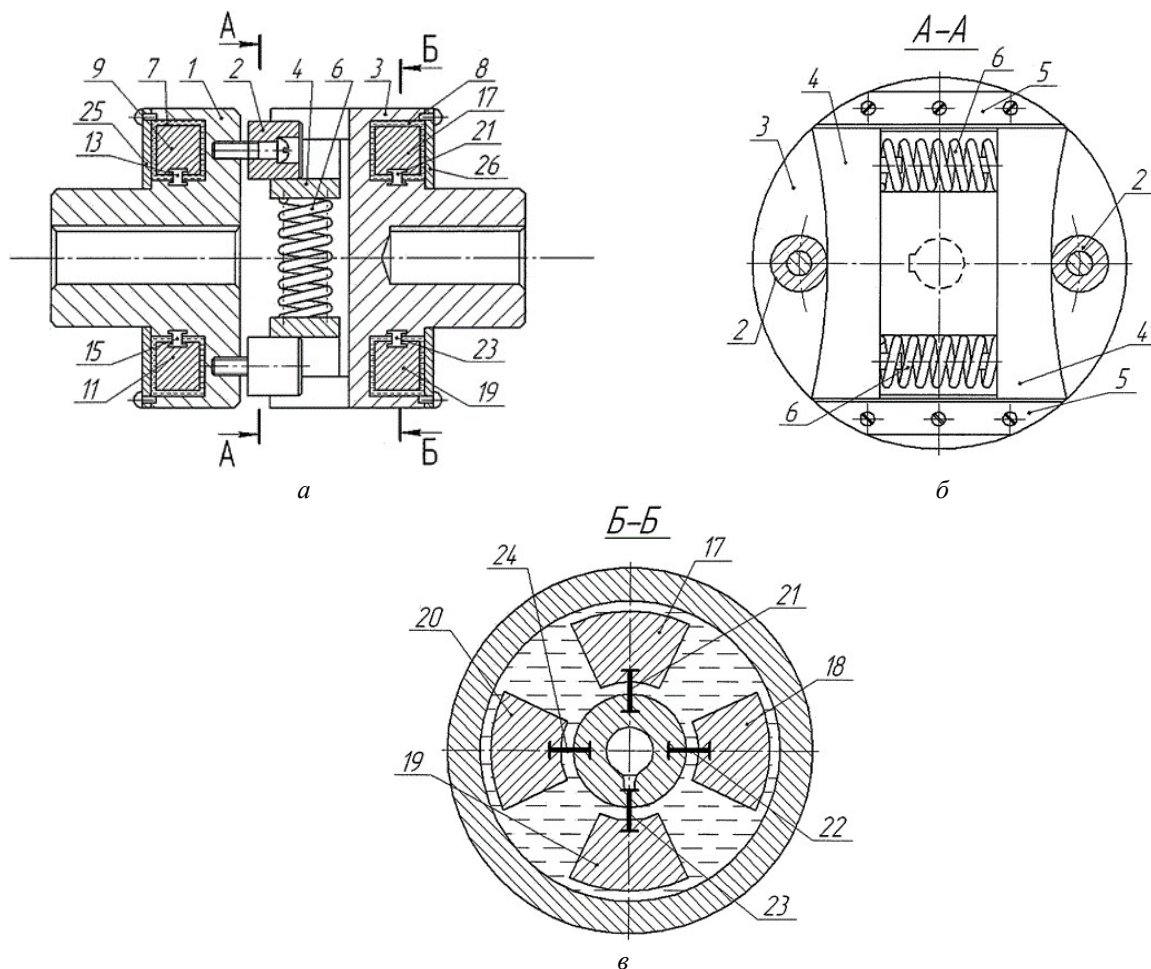


Рисунок 4 - Устройство с жидкостным гасителем крутильных колебаний:

а – устройство в разрезе; б – разрез А-А; в – разрез Б-Б

Работа устройства осуществляется следующим образом. При повороте ведущей полумуфты 1 ролики 2 дают на упорные призмы 4, которые, перемещаясь в пазу ведомой полумуфты 3, сжимают упругие элементы 6. При уменьшении крутящего момента упругие элементы 6 возвращают упорные призмы 4 в первоначальное положение. Устройство может работать при передаче момента в любом направлении.

При возникновении крутильных колебаний инерционные массы 9, 10, 11, 12 и 17, 18, 19, 20, прикрепленные к полумуфтам 1, 3 посредством пластинчатых пружин, за счет своей инерционности отклоняются по углу поворота в сторону, противоположную возмущающему моменту, и препятствуют за счет этих движений развитию колебаний, а из-за того, что эти движения осуществляются в среде с рабочей жидкостью, при перемещениях ее (с сопротивлением) из одних объемов в другие поглощается энергия этих колебаний.

3. Устройства для управления крутильной жесткостью силовой передачи

На динамическую нагруженность силовой передачи прямое влияние оказывает ее крутильная жесткость. При высокой жесткости динамичность нагрузок существенно выше, поэтому для ее снижения используются упругие муфты и другие элементы с повышенной податливостью. При этом предпочтение следует отдавать устройствам, упругие свойства которых не постоянны, а адаптивно изменяются в соответствии с параметрами колебательных воздействий. Один из примеров такого рода устройства приведен на рисунок 5.

Устройство для снижения жесткости трансмиссии машинотракторных агрегатов (МТА) [24] содержит планетарную передачу 1, состоящую из коронной шестерни 2 и реактивного звена 3, а реактивное звено 3 соединено с шестерней 4 привода масляного насоса 5 и с шестерней 6 привода гидромотора 7. Шестерня 4 соединена с насосом 5 через обгонную муфту 8, а шестерня 6 соединена с гидромотором 7 через обгонную муфту 9. Масляный насос 5 подключен к всасывающей 10 и напорной 11 магистралям, а гидромотор 7 – к напорной 12 и сливной 13 магистралям. Планетарная передача 1 валом водила 14 соединена с коробкой передач 15 и приводится от муфты сцепления 16 двигателя 17. В напорной магистрали 11 установлен двухступенчатый регулируемый дроссель 18. Перед ним к напорной магистрали 11 подсоединены предохранительный клапан 19, кран управления 20 и управляющая гидравлическая магистраль 21 гидрораспределителем 22. Он состоит из золотника 23, левой 24 и правой 25 возвратных пружин. В гидросистему входят бак 26 и пневмогидроаккумулятор 27, имеющий три полости (I – нагнетательная, II – управляющая объемом, III – пневматическая или воздушная) и состоящий из гидроцилиндра 28, свободного поршня 29, поршня со штоком 30, и регулятора положения поршней 31, к которому подсоединен маслопровод 32, а в поршне со штоком имеется масляный канал 33. Воздушная полость III пневмогидроаккумулятора 27 соединена управляющей пневматической магистралью 34 с гидрораспределителем 22. Для подпитки воздухом воздушной полости III пневмогидроаккумулятора 27 установлен кран 35.

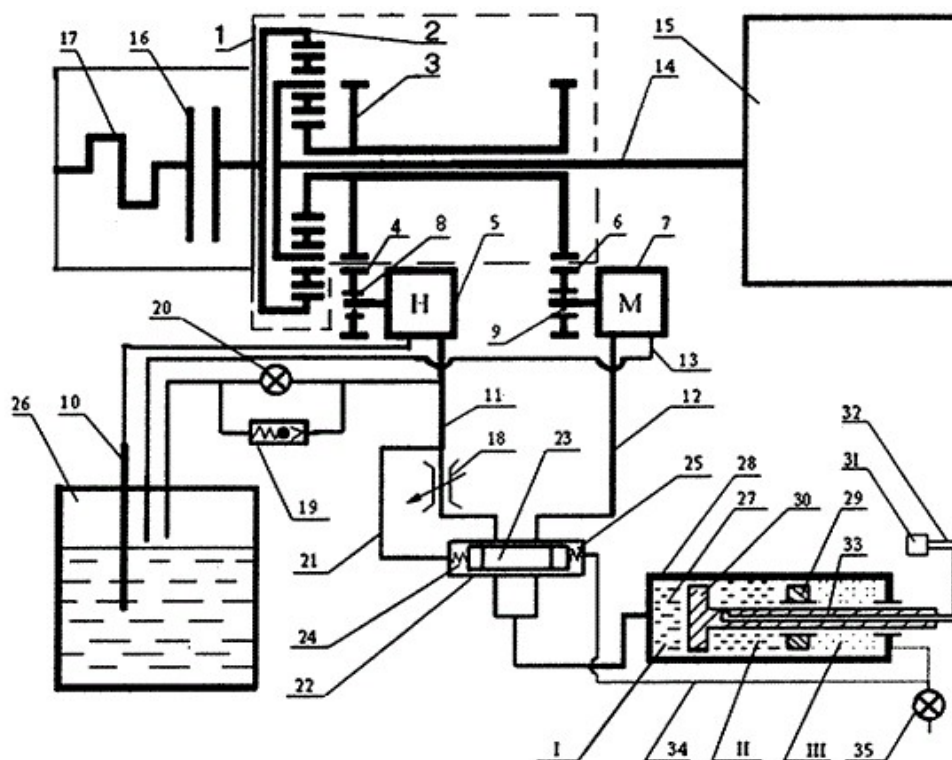


Рисунок 5 - Устройство для снижения жесткости трансмиссии машинотракторных агрегатов

Устройство работает следующим образом: при включении муфты сцепления 16 в момент трогания машинотракторного агрегата начинает вращаться коронная шестерня 2 планетарной передачи 1, которая передает движение на реактивное звено 3, а последнее на шестерню 4 привода масляного насоса 5 и шестерню 6 привода гидромотора 7. При этом обгонная муфта 8 замыкается и передает крутящий момент на масляный насос 5, а обгонная муфта 9 размыкается и шестерня 6 привода гидромотора 7 вращается свободно на валу гидромотора 7. Между поршнями 29 и 30 устанавливается определенное расстояние, соответствующее определенному объему пневмогидроаккумулятора.

Насос 5 нагнетает масло через гидрораспределитель 22 в пневмогидроаккумулятор 27, в одной из полостей которого находится предварительно сжатый воздух (полость III), а в двух других полостях – нагнетаемая жидкость (полость I) и стационарная жидкость (между двумя поршнями – полость II).

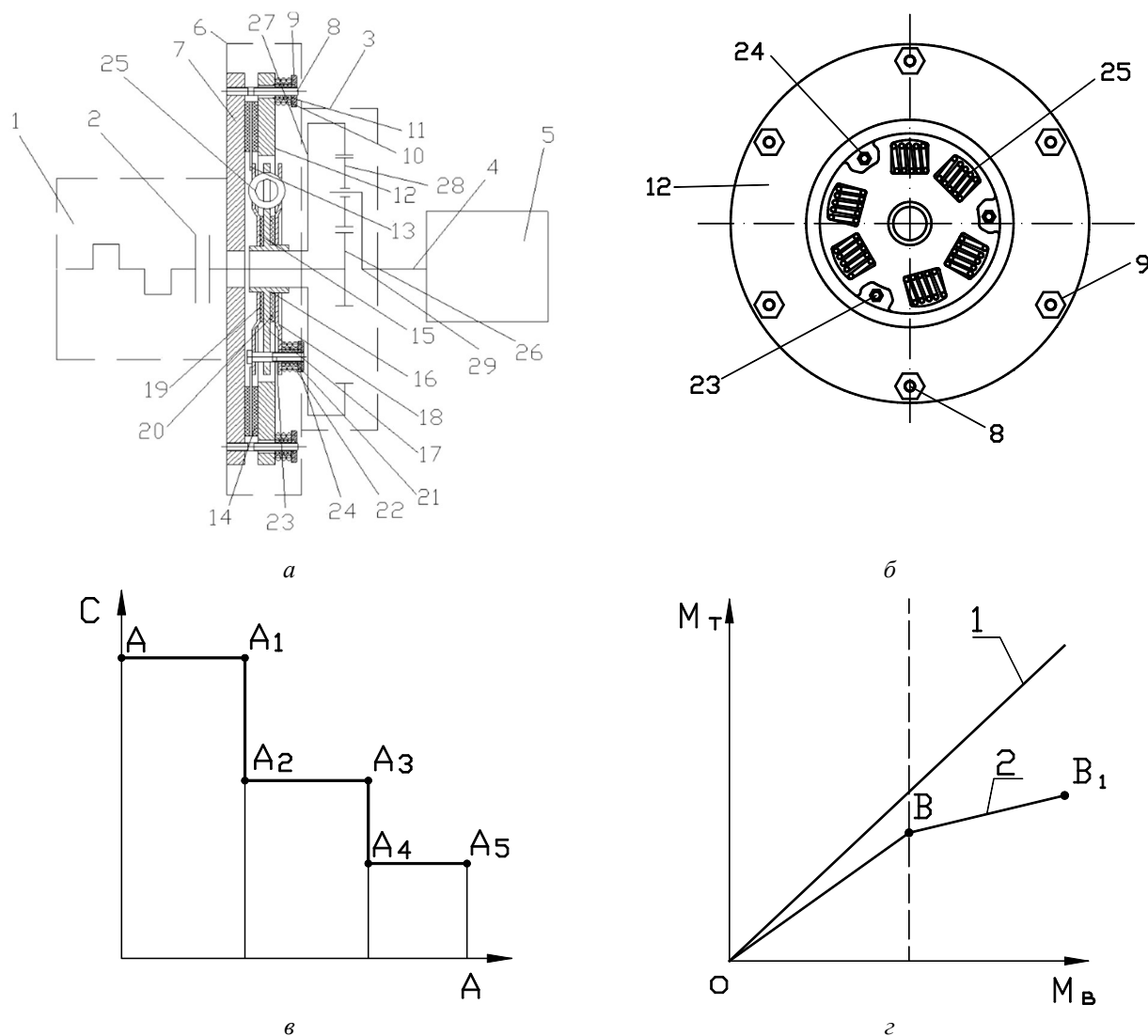


Рисунок 6 - Устройство для адаптивного управления крутильной жесткостью силовой передачи

Дроссель 18 обеспечивает быстрое нарастание давления масла в первый момент трогания МТА в насосе 5 и в магистрали 11. Масло магистрали 21, преодолевая сопротивление левой и правой возвратных пружин 24 и 25, перемещает золотник 23 в крайнее правое положение, открывая путь к пневмогидроаккумулятору 27. Заполняя его полость I, оно перемещает поршни 29 и 30, сжимая воздух, находящийся в полости III, и крутящий момент масляного насоса 5 возрастает, также и на валу водила 14, преодолевая момент сопротивления движению МТА. С этого момента начинается его плавное трогание.

После трогания МТА до конца разгона давление и крутящий момент на валу водила 14 остаются постоянными. В конце разгона давление в пневмогидроаккумуляторе 27 становится равным давлению в напорной магистрали 11 до дросселя 18. После этого масляный насос 5 останавливается.

При возрастании внешней нагрузки ведущий момент трансмиссии возрастает, вследствие чего масляный насос 5 проворачивается и подает больше масла в пневмогидроаккумулятор 27, после чего баланс моментов восстанавливается.

При уменьшении внешней нагрузки процесс повторяется в обратном порядке.

При скачкообразном возрастании нагрузки вступает в работу предохранительный клапан 19.

Однако это устройство обладает следующими недостатками: конструктивная сложность, недостаточная надёжность и недостаточная скорость срабатывания связанной с реактивным звеном планетарной передачи гидравлической системы управления устройством, включающей в себя большое число гидравлических агрегатов, соединенных в несколько контуров с обратной связью. Поэтому авторами статьи предложено новое техническое решение [25], в котором (рисунок б) отсутствуют гидросистема и система ее управления, а

автоматическое адаптивное управление крутильной жесткостью силовой передачи осуществляется упругодемпфирующим узлом на основе однодисковой фрикционной муфты сцепления, связанной с планетарным редуктором. Оно обладает меньшей конструктивной сложностью и более высокими надежностью и скоростью срабатывания.

На рисунок 6, *а* представлена схема устройства, на рисунок 6, *б* – схема установки пружин в прорезях дисков, на рисунок 6, *в* – график изменения жесткости трансмиссии в зависимости от амплитуды переменной нагрузки, на рисунок 6, *г* – график изменения крутящего момента в валопроводе трансмиссии в зависимости от амплитуды переменной нагрузки.

Устройство для адаптивного управления крутильной жесткостью силовой передачи (рисунок 6, *а*) содержит коленвал 1 двигателя, муфту сцепления 2, планетарную передачу 3, валом водила 4 соединенную с коробкой передач 5, и упругодемпфирующее устройство 6, включающее в себя неподвижный диск 7, связанный через наружные шпильки 8 с регулировочными гайками 9, размещенные коаксиально на наружных шпильках 8 наружные 10 и внутренние 11 пружины с нажимным диском 12, размещенный между неподвижным диском 7 и нажимным диском 12 диск 13 с фрикционными накладками 14, внутренний диск 15, неподвижно связанный с диском 13 с фрикционными накладками 14 и ступицей 16 с промежуточным диском 17, подвижно по углу поворота связанный со ступицей 16 наружный диск 18, установленные на ступице 16 размещенный между внутренним 15 и промежуточным 17 дисками внутренний 19, а между наружным 18 и промежуточным 17 дисками – наружный 20 фрикционные элементы, причём внутренний 15, наружный 18 и промежуточный 17 диски, внутренний 19 и наружный 20 фрикционные элементы сжаты между собой усилием дополнительных наружных 21 и внутренних 22 пружин, расположенных коаксиально на внутренних шпильках 23 с регулировочными гайками 24, установленные в прорезях промежуточного 17, наружного 18 и внутреннего 15 дисков цилиндрические пружины 25, при этом ведомый вал муфты сцепления 2 соединен с солнечной шестерней 26 планетарной передачи 3, коронная шестерня 27 которой соединена со ступицей 16 упругодемпфирующего устройства 6, а сателлиты 28 посредством водила 29 соединены с первичным валом коробки передач 5.

Суммарная жесткость цилиндрических пружин 25 подбирается таким образом, чтобы крутящий момент, необходимый для посадки витка на виток этих пружин, был равен моменту трения между неподвижным диском 7, диском 13 с фрикционными накладками и нажимным диском 12. Равенство этих моментов обеспечивается регулировкой величины действующего на нажимной диск 12 нажимного усилия от наружных 10 и внутренних 11 пружин за счет изменения регулировочными гайками 9 величины их предварительного натяжения.

Устройство работает следующим образом. В отсутствие колебаний нагрузки в трансмиссии транспортного средства крутящий момент от коленвала 1 двигателя при включенной муфте сцепления 2 через солнечную шестерню 26, сателлиты 28 и водило 29 планетарной передачи 3 передается на первичный вал коробки передач 5 и далее по валопроводу трансмиссии до ведущих колес. При этом в планетарной передаче 3 заторможенным звеном является коронная шестерня 27, связанная со ступицей 16 упруго-демпфирующего устройства 6, в котором диск 13 с фрикционными накладками зажат между неподвижным 7 и нажимным 12 дисками усилием наружных 10 и внутренних 11 пружин и не совершает угловых перемещений относительно неподвижного 7 и нажимного 12 дисков; установленные в прорезях промежуточного 17, наружного 18 и внутреннего 15 дисков цилиндрические пружины 25 нагружены усилием от передаваемого промежуточным диском 17 постоянного крутящего момента; установленные на ступице 16 между внутренним 15, и наружным 18 и промежуточным 17 дисками внутренний 19 и наружный 20 фрикционные элементы удерживаются неподвижно по углу поворота относительно внутреннего 15, наружного 18 и промежуточного 17 дисков усилием дополнительных наружных 21 и внутренних 22 пружин.

При появлении в валопроводе трансмиссии транспортного средства переменной нагрузки с амплитудой, не превышающей величину крутящего момента, при котором осуществляется посадка витка на виток цилиндрических пружин 25, в соответствии с законом изменения нагрузки имеют место деформации растяжения-сжатия цилиндрических пружин 25 в пределах их упругого хода. В пределах этого хода имеют место также угловые перемещения внутреннего 19 и наружного 20 фрикционных элементов относительно внутреннего 15, наружного 18 и промежуточного 17 дисков. Связанная со ступицей 16 коронная шестерня 27 совершает такие же угловые перемещения, что и внутренний 19 и наружный 20 фрикционные

элементы. Таким образом, вместо жесткой связи между элементами планетарной передачи 3 в предлагаемом устройстве имеет место упругая связь между этими элементами, причем в качестве упругих элементов выступают установленные в прорезях промежуточного 17, наружного 18 и внутреннего 15 дисков цилиндрические пружины 25. За счет этой упругой связи снижается жесткость трансмиссии транспортного средства. На рисунок 6, в линия А-А₁ показывает величину жесткости трансмиссии транспортного средства при отсутствии в ее составе предлагаемого устройства, линия А₂-А₃ – величину указанной жесткости при наличии устройства и при действии на элементы ее валопровода переменной нагрузки с амплитудой, не превышающей величину крутящего момента, при котором осуществляется посадка витка на виток цилиндрических пружин 25.

За счет обеспечения возможности угловых перемещений коронной шестерни 27 в пределах упругого хода цилиндрических пружин 25 при действии переменных нагрузок уменьшается динамическая нагруженность трансмиссии, а за счет трения во фрикционных парах, составленных внутренним 19 и наружным 20 фрикционными элементами и внутренним 15, наружным 18 и промежуточным 17 дисками во время их относительных угловых перемещений поглощается энергия колебаний, что также способствует снижению указанной динамической нагруженности и, за счет этого, повышению долговечности трансмиссии. На рисунок 6, г линией 1 показано изменение момента, нагружающего элементы валопровода трансмиссии при отсутствии в ее составе предлагаемого устройства, линией 2 – при его наличии, участок О-В этой линии показывает изменение указанного момента при действии на элементы трансмиссии переменной нагрузки с амплитудой, не превышающей величину крутящего момента, при котором осуществляется посадка витка на виток цилиндрических пружин 25.

При появлении в валопроводе трансмиссии транспортного средства переменной нагрузки с амплитудой, превышающей величину крутящего момента, при котором осуществляется посадка витка на виток цилиндрических пружин 25, во избежание поломок в трансмиссии вследствие перегрузки деталей диск 14 с фрикционными накладками упруго-демпфирующего устройства 6 в соответствии с законом действия переменной нагрузки перемещается по углу поворота относительно неподвижного 7 и нажимного 12 дисков, преодолевая момент трения в образуемых этими дисками фрикционных парах. При этом часть энергии колебаний нагрузки поглощается во фрикционных парах, составленных диском 13 с фрикционными накладками 14, неподвижным диском 7 и нажимным диском 12. За счет этого обеспечивается следующая ступень снижения жесткости трансмиссии при действии нагрузок, представляющих опасность для прочности ее деталей. На рисунок 6, в величина жесткости трансмиссии в этом случае показана участком А₄-А₅. По такому же закону перемещается по углу поворота связанная с диском 13 с фрикционными накладками 14 через посредство внутреннего диска 15 и ступицы 16 коронная шестерня 27 планетарной передачи 3, обеспечивая следующую ступень снижения динамической нагруженности трансмиссии (участок ВВ₁ линии 2 на рисунок 6, г).

Таким образом, предложено использовать в устройстве для снижения жесткости трансмиссии транспортного средства вместо гидравлической системы со сложной разветвленной системой управления конструктивно менее сложное и вследствие этого более надежное механическое упругодемпфирующее устройство. Это устройство обладает более высокой скоростью срабатывания, так как не имеет специальной системы управления, сигнал от которой с определенным запаздыванием передается исполнительному механизму, а срабатывает одновременно с изменением нагружающего момента. За счет того, что это устройство позволяет при действии нагрузок с высокими, средними и низкими амплитудами пропорционально нагрузке уменьшать жесткость трансмиссии, достигается снижение ее динамической нагруженности и, соответственно, повышение долговечности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Исследование динамической нагруженности участков силовой передачи трактора Четра 6С-315 / В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, И.А. Иванов, А.В. Калмыков // Изв. ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 5: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – № 2. – С. 47-50.
2. Research of dynamic characteristics of Chetra-6C315 tractors power transmission / А.В. Калмыков, П.В. Потапов, В.В. Шеховцов, Е.В. Клементьев, Н.С. Соколов-Добрев // 31st Seminar of the Students Association for Mechanical Engineering, Warsaw, Poland, May 22nd – 25th, 2012: book of Abstracts / Military University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering. – Warsaw, 2012. – P. 21–22.

3. Снижение динамической нагруженности трансмиссии трактора за счет ввода упругого реактивного звена / А.В. Калмыков, В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, М.В. Ляшенко // Известия ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 7: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2013. – № 21 (124). – С. 24-28.
4. Крутильные колебания от основных эксплуатационных нагрузок в валопроводе силовой передачи трактора ВТ-100 / В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, Вл.П. Шевчук, Н.С. Соколов-Добрев, К.В. Шеховцов // Международный научно-исследовательский журнал. – 2013. – № 7 (ч. 2). – С. 125-128.
5. Исследование динамических характеристик трансмиссии сельскохозяйственного трактора 6-ого тягового класса / Вл.П. Шевчук, В.В. Шеховцов, Е.В. Клементьев, Н.С. Соколов-Добрев, А.В. Калмыков // Современные наукоёмкие технологии. – 2013. – № 2. – С. 44-49.
6. Исследование динамических процессов в силовой передаче гусеничного трактора тягового класса 6 при повороте / А.В. Калмыков, В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, К.О. Долгов // Прогресс транспортных средств и систем – 2013: матер. междунар. науч.-практ. конф., Волгоград, 24-26 сент. 2013 г. / ВолгГТУ [и др.]. – Волгоград, 2013. – С. 161-162.
7. Динамическая нагруженность силовых элементов трансмиссии гусеничного трактора при эксплуатации в режиме "разгон – остановка" / Е.И. Тескер, В.В. Шеховцов, В.Ю. Тараненко, К.П. Подшивалин // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – № 8. – С. 21-23.
8. Влияние динамической связанности звеньев силовой цепи на характер распространения крутильных колебаний в валопроводе / В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, Вл.П. Шевчук, Н.С. Соколов-Добрев, К.В. Шеховцов // Международный научно-исследовательский журнал. – 2013. – № 7 (ч. 2). – С. 128-131.
9. The Computational Research of the Dynamic Load of the Power Train Sites of the Caterpillar Tractor = Расчётные исследования динамической нагруженности участков силовой передачи гусеничного трактора / В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, Вл.П. Шевчук, М.В. Ляшенко, А.В. Калмыков // The Archives of Automotive Engineering / Archiwum Motoryzacji. – 2013. – Vol. 60, No. 2. – С. парал.: 79-91 (англ.); 195-208 (рус.).
10. Строкатов, М.А. Экспериментальное исследование нагруженности трансмиссии гусеничного трактора при синфазной и несинфазной установке ведущих колёс / М.А. Строкатов, В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев // Молодой учёный. – 2014. – № 8 (67, июнь-1), часть 3. – С. 262-267.
11. Строкатов, М.А. Экспериментальное исследование крутящего момента трактора ДТ-120 при трогании / М.А. Строкатов, В.В. Шеховцов // Тезисы докладов смотра-конкурса научных, конструкторских и технологических работ студентов Волгоградского государственного технического университета, Волгоград, май 2014 г. / редкол.: А.В. Навроцкий (отв. ред.) [и др.]; ВолгГТУ, СНТО. – Волгоград, 2014. – С. 110.
12. Перспективы использования упругого реактивного звена в силовой передаче трактора / А.В. Калмыков, В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, Н.С. Соколов-Добрев, З.А. Годжаев // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 12. – С. 20-24.
13. Динамическая нагруженность силовой передачи трактора при изменении крутильной жёсткости реактивного звена / А.В. Калмыков, Н.С. Соколов-Добрев, В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко // Технология колёсных и гусеничных машин. – 2014. – № 5. – С. 17-23.
14. Метод снижения динамической нагруженности силовой передачи гусеничного трактора / Н.С. Соколов-Добрев, В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, А.В. Калмыков // Вестник машиностроения. – 2015. – № 6. – С. 6-10.
15. Использование в трансмиссии трактора реактивного звена с переменной податливостью / А.В. Калмыков, М.В. Ляшенко, Н.С. Соколов-Добрев, В.В. Шеховцов // Известия ВолгГТУ. Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 12. – Волгоград, 2015. – № 6 (166). – С. 24-32.
16. Шеховцов, В.В. Анализ и синтез динамических параметров элементов силовых передач тягово-транспортных средств: учеб. пособ. (гриф). Доп. УМО вузов РФ по образованию в области транспортных машин и транспортно-технологических комплексов / В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, М.В. Ляшенко; ВолгГТУ. – Волгоград, 2016. – 140 с.
17. Шеховцов, В.В. Decreasing of the Dynamic Loading of Tractor Transmission by Means of Change of the Reactive Element Torsional Stiffness / В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, П.В. Потапов // Procedia Engineering. Vol. 150: 2nd International Conference on Industrial Engineering (ICIE-2016) / ed. by A.A. Radionov. – [Elsevier publishing], 2016. – P. 1239-1244.
18. Снижение динамической нагруженности трансмиссии тягово-транспортного средства за счет элемента с управляемыми упруго-диссипативными свойствами / З.А. Годжаев, В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, А.И. Искалиев, Шиян Я.Э. Энрикес // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2021. – № 5 (349). – С. 157-164. – DOI: 10.33979/2073-7408-2021-349-5-157-164.
19. А.с. 1375882 СССР, МПК F16F 7/04. Гаситель крутильных колебаний / В.А. Безводин, А.А. Макитрин, В.А. Антипов. – 1988.
20. А.с. 1763753 СССР, МПК F16F 15/10. Торсионное демпферное соединение / Б.М. Тверсков. – 1992.
21. П.м. 123481 РФ, МПК F16F 15/129, F16F 15/121. Гаситель крутильных колебаний / А.М. Минасян, М.А. Минасян. – 2012.
22. Пат. 2379558 РФ, МПК F16D 3/12, F16D 3/80. Упругая муфта с пассивным демпфером / И.А. Несмиянов, В.П. Хавронин, А.А. Карсаков, В.Н. Хавронина. – 2020.
23. Пат. 2299135 РФ, МПК F16K 17/10, F16B 1/24. Устройство для снижения жесткости трансмиссии машинотракторных агрегатов / В.А. Кравченко, А.А. Сенькевич, С.Е. Сенькевич. – 2007.
24. П.м. 116411 РФ, МПК F16K 17/02. Устройство для управления жесткостью трансмиссии транспортного средства / В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, В.П. Шевчук, Н.С. Соколов-Добрев, А.В. Калмыков. – 2011.

Годжаев Захид Адыгезалович
доктор технических наук,
профессор, член-корреспондент
РАН, заместитель директора
ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, 109428, РФ,
г. Москва, 1-й Институтский
проезд, дом 5, тел. (499) 171-43-49,
fic51@mail.ru.

Шеховцов Виктор Викторович
доктор технических наук,
профессор, профессор кафедры
«Техническая эксплуатация и
ремонт автомобилей»
Волгоградского государственного
технического университета,
400005, РФ, г. Волгоград, пр-т
Ленина, 28, тел. (8442) 24-81-16,
shehovtsov@vstu.ru

Ляшенко Михаил Вольфредович
доктор технических наук,
профессор, заведующий кафедрой
«Техническая эксплуатация и
ремонт автомобилей»
Волгоградского государственного
технического университета,
400005, РФ, г. Волгоград, пр-т
Ленина, 28, тел. (8442) 24-81-62,
tslmv@vstu.ru

Потапов Павел Викторович
доцент кафедры «Техническая
эксплуатация и ремонт
автомобилей» Волгоградского
государственного технического
университета, 400005, РФ, г.
Волгоград, пр-т Ленина, 28, тел.
(8442) 24-81-62,
paulflinx@gmail.com

Искалиев Азамат Ибрагимович
старший преподаватель кафедры
«Теплотехника и гидравлика»
Волгоградского государственного
технического университета,
400005, РФ, г. Волгоград, пр-т
Ленина, 28, тел. (8442) 24-81-09,
ts@vstu.ru

Калмыков Алексей Васильевич
инженер по оборудованию ООО
ЕМС, РФ, Волгоградская обл.,
Калачевский район, хутор
Степаневка, д. 8, кв. 2. Тел. 8-905-
063-73-44, kfj_kav@mail.ru

Z.A. GODZHAEV, V.V. SHEKHOVTSOV, M.V. LIASHENKO, P.V. POTAPOV,
A.I. ISKALIEV, A.V. KALMYKOV

DEVICES FOR ADAPTIVE CONTROL OF ELASTIC-DAMPING CHARACTERISTICS OF TRACTION AND TRANSPORT VEHICLES

Abstract. *This paper describes technical solutions of devices for adaptive control of elastic-dissipative characteristics of drivetrains mainly of traction and transport vehicles. Drivetrains parts in operation experience dynamic loads from engine - high-frequency harmonic components of torque, low-frequency from engine vibrations on the suspension and from changes in its operating regimes under operator control inputs. Also, there is a complex of variable loads from drive wheels side affects drivetrain in operation, the causes of which are changes in direction, speed and traction resistance to movement, vertical, longitudinal and lateral vibrations of the machine on the suspension; in tracked vehicles, also the rewinding of the track chain. Added to this are periodic operator impacts during gear shifts, braking, acceleration and turning. As the result of this complex of dynamic loads a complex pattern of torsional and bending vibrations is formed in the drivetrain shafting. At the same time, additional stresses origins in the material of the parts, the magnitude of which can be comparable to the stresses from the transmitted torque, therefore fatigue damage appears and accumulates, ultimately leading to loss of strength, failures and breakdowns. To reduce dynamic loading, special elastic-damping devices are implemented into the transmission. Devices whose elastic and dissipative properties are not constant, but adaptively change in accordance with the frequencies and amplitudes of torsional vibrations are preferable. The article discusses such devices with dry friction and liquid friction dampers. The device patented by the authors of the article with an elastic-damping unit based on a single-disk friction clutch connected to a planetary gearbox is also described. It allows to automatically, in accordance with changes in the parameters of acting loading, adaptively change the torsional stiffness of the drivetrain to reduce its dynamic load.*

Keywords: *traction and transport vehicles, drivetrain, elastic and dissipative characteristics, dry friction dampers, liquid friction dampers, load reducing.*

BIBLIOGRAPHY

1. Issledovanie dinamicheskoy nagruzhennosti uchastkov silovoj peredachi traktora Chetra 6S-315 / V.V. SHEkhovcov, N.S. Sokolov-Dobrev, I.A. Ivanov, A.V. Kalmykov // Izv. VolgGTU. Seriya "Nazemnye transportnye sistemy". Vyp. 5: mezhvuz. sb. nauch. st. / VolgGTU. – Volgograd, 2012. – № 2. – С. 47-50.
2. Research of dynamic characteristics of Chetra-6S315 tractors power transmission / A.V. Kalmykov, P.V. Potapov, V.V. SHEkhovcov, E.V. Klement'ev, N.S. Sokolov-Dobrev // 31st Seminar of the Students Association for Mechanical Engineering, Warsaw, Poland, May 22nd – 25th, 2012: book of Abstracts / Military University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering. – Warsaw, 2012. – P. 21–22.
3. Snizhenie dinamicheskoy nagruzhennosti transmissii traktora za schet vvoda uprugogo reaktivnogo zvena / A.V. Kalmykov, V.V. SHEkhovcov, N.S. Sokolov-Dobrev, M.V. Lyashenko // Izvestiya VolgGTU. Seriya "Nazemnye transportnye sistemy". Vyp. 7: mezhvuz. sb. nauch. st. / VolgGTU. – Volgograd, 2013. – № 21 (124). – С. 24-28.
4. SHEkhovcov, V.V. Analiz i sintez dinamicheskikh harakteristik avtotraktornykh silovykh peredach i sredstv dlya ih ispytaniya: monografiya / V.V. SHEkhovcov; VolgGTU. – Volgograd: RPK «Politekhnik», 2004. – 224 s.
5. SHEkhovcov, V.V. Sovershenstvovanie avtotraktornykh silovykh peredach na osnove analiza i sinteza ih dinamicheskikh harakteristik na etape proektirovaniya: Dis. ... d-ra tekhn. nauk: 05.05.03. Volgograd, 2004. – 399 c.
6. The Computational Research of the Dynamic Load of the Power Train Sites of the Caterpillar Tractor = Raschyotnye issledovaniya dinamicheskoy nagruzhennosti uchastkov silovoj peredachi gusenichnogo traktora / V.V. SHEkhovcov, N.S. Sokolov-Dobrev, V.I. SHEvchuk, M.V. Lyashenko, A.V. Kalmykov // The Archives of Automotive Engineering / Archiwum Motoryzacji. – 2013. – Vol. 60, No. 2. – С. paral.: 79-91 (angl.); 195-208 (rus.).

7. Dinamicheskaya nagruzhenost silovykh elementov transmissii gusenichnogo traktora pri ekspluatatsii v rezhime "razgon – ostanovka" / E.I. Tesker, V.V. SHEkhovcov, V.YU. Taranenko, K.P. Podshivalin // *Traktory i sel'hozmashiny*. – 2013. – № 8. – С. 21-23.
8. Vliyaniye dinamicheskoy svyazannosti zveney silovoy cipi na harakter rasprostraneniya krutil'nykh kolebaniy v valoprovode / V.V. SHEkhovcov, M.V. Lyashenko, V.I.P. SHEvchuk, N.S. Sokolov-Dobrev, K.V. SHEkhovcov // *Mezhdunarodnyy nauchno-issledovatel'skiy zhurnal*. – 2013. – № 7 (ch. 2). – С. 128-131.
9. The Computational Research of the Dynamic Load of the Power Train Sites of the Caterpillar Tractor = Raschyotnye issledovaniya dinamicheskoy nagruzhenosti uchastkov silovoy peredachi gusenichnogo traktora / V.V. SHEkhovcov, N.S. Sokolov-Dobrev, V.I.P. SHEvchuk, M.V. Lyashenko, A.V. Kalmykov // *The Archives of Automotive Engineering / Archiwum Motoryzacji*. – 2013. – Vol. 60, No. 2. – С. paral.: 79-91 (angl.); 195-208 (rus.).
10. Strokatov, M.A. Eksperimentalnoye issledovaniye nagruzhenosti transmissii gusenichnogo traktora pri sinfaznoy i nesinfaznoy ustanovke vedushchikh kolyos / M.A. Strokatov, V.V. SHEkhovcov, N.S. Sokolov-Dobrev // *Molodoj uchyonyj*. – 2014. – № 8 (67, iyun-1), chast 3. – С. 262-267.
11. Strokatov, M.A. Eksperimentalnoye issledovaniye krutyashchego momenta traktora DT-120 pri troganii / M.A. Strokatov, V.V. SHEkhovcov // *Tezisy dokladov smotra-konkursa nauchnykh, konstruktorskiykh i tekhnologicheskikh rabot studentov Volgogradskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta, Volgograd, maj 2014 g.* / redkol.: A.V. Navrockij (otv. red.); VolgGTU, SNTU. – Volgograd, 2014. – С. 110.
12. Perspektivy ispolzovaniya uprugogo reaktivnogo zvena v silovoy peredache traktora / A.V. Kalmykov, V.V. SHEkhovcov, M.V. Lyashenko, N.S. Sokolov-Dobrev, Z.A. Godzhaev // *Traktory i sel'hozmashiny*. – 2014. – № 12. – С. 20-24.
13. Dinamicheskaya nagruzhenost silovoy peredachi traktora pri izmenenii krutil'noy zhyostkosti reaktivnogo zvena / A.V. Kalmykov, N.S. Sokolov-Dobrev, V.V. SHEkhovcov, M.V. Lyashenko // *Tekhnologiya ko-lyosnykh i gusenichnykh mashin*. – 2014. – № 5. – С. 17-23.
14. Metod snizheniya dinamicheskoy nagruzhenosti silovoy peredachi gusenichnogo traktora / N.S. Sokolov-Dobrev, V.V. SHEkhovcov, M.V. Lyashenko, A.V. Kalmykov // *Vestnik mashinostroeniya*. – 2015. – № 6. – С. 6-10.
15. Ispolzovanie v transmissii traktora reaktivnogo zvena s peremennoy podatlivostyu / A.V. Kalmykov, M.V. Lyashenko, N.S. Sokolov-Dobrev, V.V. SHEkhovcov // *Izvestiya VolgGTU. Ser. Nazemnye transportnye sistemy*. Vyp. 12. – Volgograd, 2015. – № 6 (166). – С. 24-32.
16. SHEkhovcov, V.V. Analiz i sintez dinamicheskikh parametrov elementov silovykh peredach tyagovo-transportnykh sredstv: ucheb. posob. (grif). Dop. UMO vuzov RF po obrazovaniyu v oblasti transportnykh ma-shin i transportno-tekhnologicheskikh kompleksov / V.V. SHEkhovcov, N.S. Sokolov-Dobrev, M.V. Lyashenko; Vol-gGTU. – Volgograd, 2016. – 140 s.
17. SHEkhovcov, V.V. Decreasing of the Dynamic Loading of Tractor Transmission by Means of Change of the Reactive Element Torsional Stiffness / V.V. SHEkhovcov, N.S. Sokolov-Dobrev, P.V. Potapov // *Procedia Engineering*. Vol. 150: 2nd International Conference on Industrial Engineering (ICIE-2016) / ed. by A.A. Radionov. – [Elsevier publishing], 2016. – P. 1239-1244.
18. Snizhenie dinamicheskoy nagruzhenosti transmissii tyagovo-transportnogo sredstva za schet elementa s upravlyаемymi uprugodissipativnymi svoystvami / Z.A. Godzhaev, V.V. SHEkhovcov, M.V. Lyashenko, A.I. Iskaliev, SHiyan YA.E. Enrikes // *Fundamentalnye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii*. – 2021. – № 5 (349). – С. 157-164. – DOI: 10.33979/2073-7408-2021-349-5-157-164.
19. A.s. 1375882 SSSR, MPK F16F 7/04. Gasitel krutilnykh kolebaniy / V.A. Bezvodin, A.A. Makitrin, V.A. Antipov. – 1988.
20. A.s. 1763753 SSSR, MPK F16F 15/10. Torsionnoye dempfernoye soedinenie / B.M. Tverskov. – 1992.
21. P.m. 123481 RF, MPK F16F 15/129, F16F 15/121. Gasitel krutilnykh kolebaniy / A.M. Mina-syan, M.A. Minasyan. – 2012.
22. Pat. 2379558 RF, MPK F16D 3/12, F16D 3/80. Uprugaya mufta s passivnym dempferom / I.A. Ne-smiyanov, V.P. Khavronin, A.A. Karsakov, V.N. Khavronina. – 2020.
23. Pat. 2299135 RF, MPK F16K 17/10, F16V 1/24. Ustrojstvo dlya snizheniya zhestkosti transmissii mashinotraktornykh agregatov / V.A. Kravchenko, A.A. Senkevich, S.E. Senkevich. – 2007.
24. P.m. 116411 RF, MPK F16K 17/02. Ustrojstvo dlya upravleniya zhestkostyu transmissii transportnogo sredstva / V.V. SHEkhovcov, M.V. Lyashenko, V.P. SHEvchuk, N.S. Sokolov-Dobrev, A.V. Kalmykov. – 2011.

Godzhaev Zakhid Adygezalovich
doctor in technical science, professor,
Corresponding Member of RAS, vice
director of FSBSI FSAC VIM,
109428, Russia, Moscow, 1st
Institut'skiy proezd, 5, tel (499)171-43-
49, fic51@mail.ru.

Shekhovtsov Viktor Viktorovich
doctor in technical science, professor,
professor of "Vehicles and engines"
department, Volgograd state
technical university, 400005, RF,
Volgograd, Lenin ave. 28, tel. (8442)
24-81-62, shehovtsov@vstu.ru

Liashenko Mikhail Volfredovich
doctor in technical science, professor,
head of "Vehicles and engines"
department, Volgograd state
technical university, 400005, RF,
Volgograd, Lenin ave. 28, tel. (8442)
24-81-62, tslmv@vstu.ru

Potapov Pavel Viktorovich
candidate of technical science, docent
at «Vehicles and engines»
department, Volgograd state
technical university, 400005, RF,
Volgograd, Lenin ave. 28, tel. (8442)
24-81-62, paulflinx@gmail.com

Iskaliev Azamat Ibragimovich
post-graduate student at «Vehicles
and engines» department, Volgograd
state technical university, 400005,
RF, Volgograd, Lenin ave. 28, tel.
(8442) 24-81-62, tel. (8442) 24-81-
62, ts@vstu.ru

Kalmykov Aleksey Vasilevich
equipment engineer in LLC EMS,
RU, Volgograd region,
Kalachevskiy district, farmstead
Stepanovka, 8, ap. 2, phone. 8-905-
063-73-44, kfj_kav@mail.ru

А.В. ДОЛОГЛОНЯН, В.Т. МАТВЕЕНКО, А.Г. КЛИМЕНКО

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДСТВА ТЕПЛА В КОГЕНЕРАЦИОННЫХ МИКРОГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВКАХ С РЕГЕНЕРАЦИЕЙ ТЕПЛОТЫ

Аннотация. Предметом рассмотрения в статье является математическая модель расчета основных параметров микрогазотурбинных двигателей (МГТД) с регенерацией теплоты при использовании байпасирования как циклового воздуха, так и рабочего тела мимо регенератора для управления генерацией тепла для когенерационных микрогазотурбинных установок (МГТУ). Установлено, что использование байпасирования воздуха или рабочего тела мимо регенератора позволяет повышать количество генерируемого когенерационными МГТУ тепла более чем в 2,5 раза. Это позволяет обеспечивать потребности локальных объектов в теплоте при циклической или переменной тепловой нагрузке, обеспечивая стабильность поставки электроэнергии. Показано, что байпасирование рабочего тела мимо регенератора выгоднее, чем циклового воздуха. Предложенная модель может быть использована при упрощенных и предварительных расчетах МГТУ.

Ключевые слова: байпасирование циклового воздуха, байпасирование рабочего тела, микрогазотурбинная установка, микротурбина, регенерация теплоты, турбина перерасширения, турбокомпрессорный утилизатор.

Введение

Существуют следующие возможные режимы работы когенерационной газотурбинной установки (ГТУ).

1. Автономный режим, при котором ГТУ полностью обеспечивает электрические и тепловые нагрузки потребителей. При этом потребители электрической и тепловой энергии не подключены к внешним электрическим и тепловым сетям.

2. Параллельный режим, при котором ГТУ, основные (базовые) электрические нагрузки потребителей частично или полностью обеспечиваются за счет собственной выработки, а пиковые покрываются за счет отбора дополнительной электроэнергии из внешней электрической сети. Кроме того, внешняя электрическая сеть является резервным источником электроснабжения при аварийном останове ГТУ, а также выполнении плановых ремонтов оборудования.

3. Синхронный режим, при котором ГТУ, обеспечивает, как основные (базовые), так и пиковые электрические нагрузки потребителей. Если ГТУ вырабатывает больше электрической энергии, чем требуется потребителям, то избыточное количество электроэнергии передается во внешнюю электрическую сеть.

Применение когенерационных технологий для обеспечения энергией локальных объектов промышленности и сельского хозяйства возможно при децентрализации генерирующих мощностей. При этом тепловая и конструктивная схема когенерационной установки должна быть приспособлена к поставке требуемого количества энергии (электрической и тепловой) для разных потребителей (автономный режим).

Для достижения гибкости в объемах поставки энергии и высокой тепловой эффективности газотурбинной энергетической установки можно применить не только различные тепловые и конструктивные схемы, но и управление рабочими процессами в циклах газотурбинных двигателей [1].

Гибким когенерационным технологиям могут удовлетворять газотурбинные установки с регенерацией теплоты, а также турбокомпрессорным утилизатором и регенерацией теплоты.

Газотурбинные двигатели (ГТД) обладают способностью изменять рабочий процесс за счет управления характеристиками различных элементов двигателя.

Изменение характеристик элементов ГТУ и через них процессов в циклах ГТД в определенных условиях может оказывать эффективное управляющее воздействие на изменение теплотехнических характеристик когенерационной ГТУ.

Выбор управляемого элемента зависит от тепловой и конструктивной схемы ГТУ, а также от регламента поставки электрической и тепловой энергии.

Изменять тепловую мощность когенерационного ГТД с регенерацией можно посредством перепуска как циклового воздуха [2], так и рабочего тела мимо регенератора [3]. Такой способ позволяет перераспределить тепловой поток за турбиной (турбиной перерасширения) между регенератором и котлом-утилизатором. Это особенно важно при циклической или переменной тепловой нагрузке.

Целью данной работы является исследование влияния перепуска воздуха и газов мимо регенератора на характеристики когенерационных газотурбинных установок с регенерацией теплоты при номинальной электрической мощности, а также сравнение этих способов между собой.

Основная часть

1. Базовые схемы МГТУ с регенерацией теплоты, работающих на органическом топливе

За основу базовой схемы микрогазотурбинной установки (МГТУ) принят когенерационный вариант простого цикла с регенерацией (рисунок 1), который является одновальным для привода электрогенератора.

Усложнение ГТД простого цикла (ПЦ) с регенерацией (Р) предлагается рассмотреть за счет применения турбокомпрессорного утилизатора (ТКУ) [4-7] с целью повышения удельной мощности и эффективности ГТД (см. рисунок 2). Турбина перерасширения, приводящая дожимающий компрессор (ДК) с охладителем газа (ОГ1) между ними, который выполняет роль котла-утилизатора, образует турбокомпрессорный утилизатор (ТКУ). Посредством применения в рабочем цикле перерасширения рабочих газов за силовой турбиной увеличивается мощность двигателя при том же расходе топлива и, следовательно, повышается КПД двигателя.

Изменение генерации тепловой энергии достигается управлением байпасным клапаном, обеспечивающим байпасирование циклового воздуха мимо регенератора.

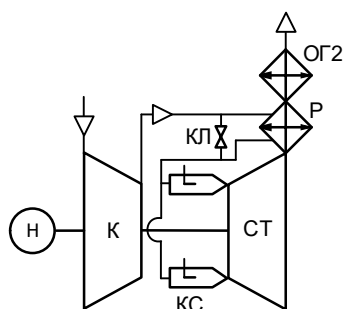


Рисунок 1 – Схема когенерационного варианта МГТУ простого цикла с регенерацией и байпасированием циклового воздуха:
К – компрессор; КС – камера сгорания; Т – турбина; ОГ2 – охладитель газов; Н – нагрузка; Р – регенератор; Кл – байпасный клапан

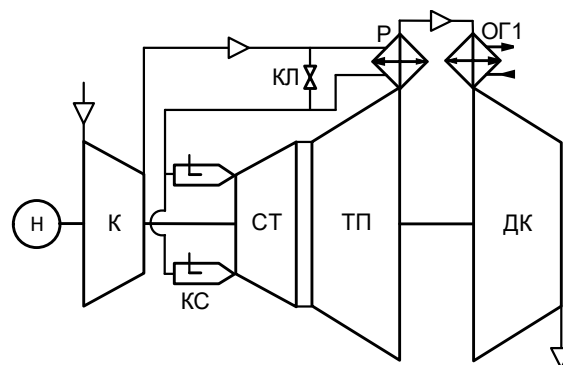


Рисунок 2 – Схема когенерационного варианта МГТУ цикла с ТКУ и регенерацией и байпасированием циклового воздуха:
ТП – турбина; ОГ1 – охладитель газов; ДК – дожимающий компрессор; остальные обозначения, как и на рисунке 1

Другой способ изменения генерации тепловой энергии достигается управлением байпасным клапаном, обеспечивающим байпасирование рабочего тела мимо регенератора. Схемы МГТУ, реализующие этот способ, представлены на рисунках 3 и 4.

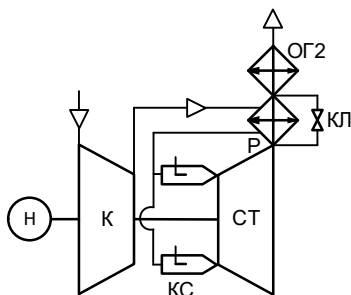


Рисунок 3 – Схема когенерационного варианта МГТУ простого цикла с регенерацией:
обозначения, как и на рисунке 1

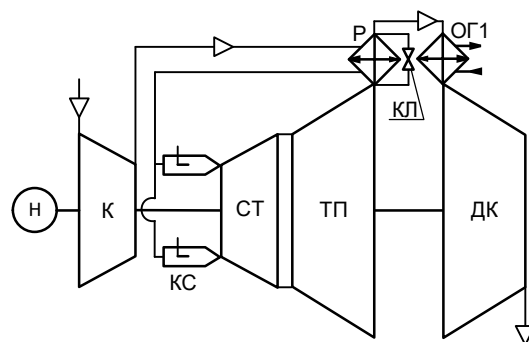


Рисунок 4 – Схема когенерационного варианта МГТУ цикла с ТКУ и регенерацией:
обозначения, как и на рисунке 2

2. Методика и результаты исследования характеристик МГТД с регенератором

Исследование характеристик рабочих циклов МГТД производилось с использованием физико-математических моделей и программного обеспечения, ранее опробованного при анализе параметров в ГТУ, приведенных в работе [5].

Для моделирования установок, изображенных на рисунках 1-4, были приняты параметры, представленные в таблице 1.

Таблица 1 – Параметры МГТУ

Наименование параметра	Ед. изм.	Численное значение
Политропный КПД турбины	–	0,865
Политропный КПД турбины компрессора	–	0,85
Политропный КПД компрессора	–	0,82
Политропный КПД второй ступени компрессора	–	0,8
Адиабатный КПД турбины перерасширения ¹	–	0,9
Адиабатный КПД дожимающего компрессора ²	–	0,88
КПД камеры сгорания	–	0,99
КПД электрогенератора	–	0,96
Коэффициент восстановления давления в регенеративном теплообменнике со стороны газа для ПЦ+Р ³	–	$\varepsilon_z = \frac{1-r}{2c_z r} \left(\sqrt{1+4c_z \frac{r}{1-r}} - 1 \right)$
Коэффициент восстановления давления в регенеративном теплообменнике со стороны газа для ПЦ+ТКУ+Р ³	–	$\varepsilon_z = \frac{1}{2c_z (\varepsilon_{oc1} \pi_{ок})^2} \frac{1-r}{r} \left(\sqrt{1+4c_z (\varepsilon_{oc1} \pi_{ок})^2 \frac{r}{1-r}} - 1 \right)$
Коэффициент восстановления давления в регенеративном теплообменнике со стороны воздуха ³	–	$\varepsilon_6 = 1 - \frac{c_6}{\pi_k^2} \frac{r}{1-r}$
Коэффициент восстановления давления на входе в установку, $\varepsilon_{вх}$	–	0,96
Коэффициент восстановления давления в промежуточном охладителе воздуха, $\varepsilon_{ов}$	–	0,94
Коэффициент восстановления давления в КС, $\varepsilon_{кс}$	–	0,96
Коэффициент восстановления давления на выходе из установки, $\varepsilon_{вых}$	–	0,97
Коэффициент восстановления давления охладителей газа (ОГ1 и ОГ2), $\varepsilon_{ог1}, \varepsilon_{ог2}$	–	0,96
Температура газов на выходе из ОГ1 и ОГ2	К	323
Температура окружающего воздуха	К	288
Влажность окружающего воздуха	%	60
Примечания		
1, 2 – более высокие параметры компрессора и турбины связаны с масштабным эффектом в вакуумном цикле, поскольку давление рабочего тела за турбиной ниже атмосферного примерно в 2 раза, то соответственно во столько же раз размеры проточных частей компрессора и турбины больше, чем у компрессора и турбины в обычном цикле.		
3 – коэффициенты c_z и c_6 определялись из параметров существующих прототипов [8].		

3. Результаты исследования характеристик МГТУ

Таблица 2 – Результаты оптимизации когенерационных вариантов МГТУ при $T_3 = 1373$ К

Наименование параметра	Ед. изм.	ПЦ+Р	ПЦ+ТКУ+Р
Эффективный КПД МГТУ	%	39,0	40,6
Температура газов на входе в охладитель газов	К	551	522
Оптимальная степень повышения давления в компрессоре	–	4,8	4,1
Оптимальная степень повышения давления в ДК	–	–	1,75
Оптимальная степень регенерации	–	0,9	0,9
Коэффициент восстановления давления в регенеративном теплообменнике со стороны воздуха	–	0,98	0,97
Коэффициент восстановления давления в регенеративном теплообменнике со стороны рабочего тела	–	0,94	0,87
Удельная мощность на валу силовой турбины	кДж/кг	188	236
Удельная тепловая мощность	кДж/кг	232	204
КПД теплотехнический	%	86	76

Анализ характеристик циклов МГТУ производился при изменении степени повышения давления π_k в компрессоре двигателя, дожимающем компрессоре $\pi_{ок}$, степени регенерации σ и прочих равных фиксированных параметрах, характерных для микрогазотурбинных установок.

Результаты такой оптимизации МГТУ, работающих по схемам, приведенным на рисунках 1-4, в таблице 2.

Анализ таблицы 2 показывает, что при оптимальных степенях повышения давления π_k в обе установки полностью подходят под параметры существующего оборудования по π_k , кроме того МГТУ с ТКУ и Р, имеет более высокую экономичность, повышенную удельную мощность относительно МГТУ с Р на 25 %, при этом тепловая мощность снижается на 13 %. Увеличение удельной мощности единицы рабочего тела в цикле двигателя положительно влияет на массовые и габаритные показатели энергоустановки, особенно, включающей теплообменное оборудование.

4. Зависимость параметров регенеративных ГТД от расхода циклового воздуха мимо регенератора

Использование байпасного клапана (КЛ) позволяет перепускать часть воздуха мимо регенератора. Схемы МГТУ, реализующие перепуск циклового воздуха мимо регенератора представлены на рисунок 1 и 2. Более подробно схема перепуска рассмотрена на рисунок 5.

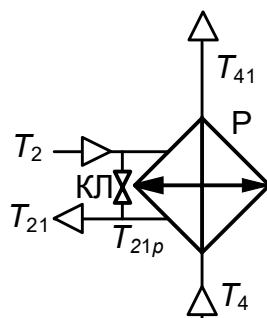


Рисунок 5 – Схема перепуска части воздуха мимо регенератора

Тепловой баланс регенератора без перепуска воздуха можно представить следующими уравнениями.

$$Q_r = G_g c_{pg} (T_{21} - T_2); \quad (1)$$

$$Q_r = G_z c_{pz} (T_4 - T_{41}); \quad (2)$$

$$Q_r = k (\bar{T}_4 - \bar{T}_2) A, \quad (3)$$

где Q_r – тепловая мощность регенератора, Вт;
 G_g – расход газа, кг/с; c_{pg} – удельная массовая теплоемкость газа Дж/(кг К);
 k – коэффициент теплопередачи регенератора, Вт/(м² К);
 A – площадь теплообменной поверхности регенератора, м²;
 \bar{T}_2 – средняя температура воздуха, К;
 \bar{T}_4 – средняя температура газов К;
 T_4 – температура газа на входе в регенератор, К;
 T_{41} – температура газа на выходе из регенератора, К;
 T_2 – температура воздуха на входе в регенератор, К;
 T_{21} – температура воздуха на выходе из регенератора, К.

Используя формулы (1), (3) и (4) определяется площадь теплообменной поверхности регенератора на номинальном режиме.

$$A = \frac{G_g c_{pg} (T_{21} - T_2)}{k (\bar{T}_4 - \bar{T}_2)}. \quad (4)$$

Относительный расход воздуха через регенератор при перепуске определяется формулой

$$g_p = \frac{G_{gp}}{G_g}. \quad (5)$$

где G_{gp} – расход воздуха через регенератор, кг/с.

Этот параметр, при наличии встроенного байпаса, изменяется от минимального значения при запуске ГТД до 1 на номинальном режиме.

Как известно коэффициент теплопередачи на номинальном режиме, если пренебречь термическим сопротивлением стенки регенератора, определяется по формуле

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_g} + \frac{1}{\alpha_z} \right)^{-1}, \quad (6)$$

где α_g – коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, Вт/(м² К);
 α_z – коэффициент теплоотдачи со стороны газа, Вт/(м² К).

Поскольку в регенераторах ГТД используется развитый турбулентный режим течения теплоносителя, можно допустить, что $\alpha_g \sim G_g^{0,8}$, или, учитывая выражение (5), коэффициент теплоотдачи воздуха при перепуске воздуха будет равен

$$\alpha_{gp} = \alpha_g g_p^{0,8}. \quad (7)$$

Подстановка (7) в (6) дает выражение для расчета коэффициента теплопередачи регенератора при перепуске воздуха, естественно, полагая, что коэффициент теплоотдачи газов неизменен (т.е. мало зависит от средней температуры)

$$k_p = \left(\frac{1}{\alpha_g g_p^{0,8}} + \frac{1}{\alpha_z} \right)^{-1}. \quad (8)$$

Тепловой баланс регенератора с перепуском воздуха, с учетом предыдущих рассуждений, можно представить следующими выражениями.

$$Q_r = g_p G_g c_{pg} (T_{21p} - T_2). \quad (9)$$

$$Q_r = G_z c_{pz} (T_4 - T_{41p}). \quad (10)$$

$$Q_r = k_p (\bar{T}_{4p} - \bar{T}_{2p}) A. \quad (11)$$

где \bar{T}_{2p} – средняя температура воздуха, К;

\bar{T}_{4p} – средняя температура газов К;

T_{41p} – температура газа на выходе из регенератора, К;

T_{21p} – температура воздуха на выходе из регенератора, К.

Согласно таблице 2 обе установки имеют высокую степень регенерации (0,9), что может быть обеспечено при противоточной схеме тока регенератора или схеме с общим противотоком. В этой статье будет рассмотрена противоточная схема.

Широко известно [9], что температура газов на выходе из регенератора с противотоком определяется по формуле

$$T_{41p} = T_4 - \frac{1 - \exp \left[-k_0 \frac{k A}{G_z c_{pz}} \left(1 - \frac{1}{g_p} \frac{G_z c_{pz}}{G_g c_{pg}} \right) \right]}{1 - \frac{1}{g_p} \frac{G_z c_{pz}}{G_g c_{pg}} \exp \left[-k_0 \frac{k A}{G_z c_{pz}} \left(1 - \frac{1}{g_p} \frac{G_z c_{pz}}{G_g c_{pg}} \right) \right]} (T_4 - T_2), \quad (12)$$

где $k_0 = k_p / k$.

Поскольку для регенератора ГТД характерно, что $G_g c_{pg} \approx G_z c_{pz}$, то введя обозначение

$B = \frac{k A}{G_z c_{pz}}$ можно получить формулы для температур теплоносителей на выходе из регенератора

$$T_{41p} = T_4 - \frac{1 - \exp \left[-k_0 B \left(1 - \frac{1}{g_p} \right) \right]}{1 - \frac{1}{g_p} \exp \left[-k_0 B \left(1 - \frac{1}{g_p} \right) \right]} (T_4 - T_2), \quad (13)$$

$$T_{21p} = T_2 + \frac{1 - \exp \left[-k_0 B \left(1 - \frac{1}{g_p} \right) \right]}{g_p - \exp \left[-k_0 B \left(1 - \frac{1}{g_p} \right) \right]} (T_4 - T_2). \quad (14)$$

Поскольку при $g_p = 1$

$$\lim_{g_p \rightarrow 1} \frac{1 - \exp \left[-k_0 B \left(1 - \frac{1}{g_p} \right) \right]}{g_p - \exp \left[-k_0 B \left(1 - \frac{1}{g_p} \right) \right]} = \frac{B}{B+1}, \text{ то, следовательно,}$$

$$T_{21p} \Big|_{g_p \rightarrow 1} = T_{21} = T_2 + \frac{B}{B+1} (T_4 - T_2). \quad (15)$$

С другой стороны, при $g_p = 1$,

$$T_{21p} = T_{21} = (1-r) T_2 + r T_4. \quad (16)$$

Сравнивая (15) и (16), можно найти B

$$T_{21} = T_2 + \frac{B}{B+1} (T_4 - T_2) = (1-r) T_2 + r T_4, \text{ или}$$

$$B = \frac{r}{1-r}. \quad (17)$$

$$\text{При } g_p = 0 \quad \lim_{g_p \rightarrow 0} \frac{1 - \exp \left[-k_0 B \left(1 - \frac{1}{g_p} \right) \right]}{g_p - \exp \left[-k_0 B \left(1 - \frac{1}{g_p} \right) \right]} = 1, \text{ тогда в соответствии с (14) } T_{21} = T_4, \text{ что}$$

соответствует физической сущности процесса.

Температура T_{21} находится по условию смешения из следующего выражения

$$T_{21} = T_{21p} g_p + T_2 (1 - g_p). \quad (18)$$

Очевидно, что применение байпасирования изменит гидравлическое сопротивление регенератора со стороны воздуха. Известно [10], что гидравлическое сопротивление газа в регенераторе со стороны воздуха на номинальном режиме, с учетом принятых обозначений, можно выразить следующей формулой

$$\Delta p = \frac{\xi_s}{8} \frac{R \bar{T}_2}{p_2} \frac{A}{S} \left(\frac{G_s}{S} \right)^2, \quad (19)$$

где ξ_s – коэффициент гидравлического сопротивления;
 S – площадь проходного сечения регенератора со стороны воздуха, м^2 ;
 R – индивидуальная газовая постоянная, $\text{Дж}/(\text{кг К})$;
 p_2 – давление воздуха после компрессора, Па ;
 \bar{T}_2 – средняя по каналу температура воздуха, К .

При развитом турбулентном режиме течения коэффициент гидравлического сопротивления в канале обратно пропорционален расходу в степени 0,2 [10], т.е.

$$\xi_s \propto G_s^{-0,2}. \quad (20)$$

Таким образом, учитывая (19) выражение (20) можно переписать следующим образом

$$\Delta p = \text{const } \bar{T}_2 G_s^{1,8}. \quad (21)$$

При байпасировании воздуха гидравлическое сопротивление регенератора в соответствии с (21) и (5) примет вид

$$\Delta p_p = \text{const } \bar{T}_{2p} G_s^{1,8} g_p^{1,8}, \quad (22)$$

где \bar{T}_{2p} – средняя по каналу температура воздуха при его частичном байпасировании мимо регенератора, К .

Соотношение перепадов давления в соответствии с выражениями (21) и (22) имеет вид

$$\frac{\Delta p_p}{\Delta p} = \frac{\bar{T}_{2p}}{\bar{T}_2} g_p^{1,8}. \quad (23)$$

Коэффициент восстановления давления регенератора со стороны воздуха при байпасировании с учетом (23) примет вид

$$\sigma_{ep} = 1 - (1 - \sigma_s) \frac{\bar{T}_{2p}}{\bar{T}_2} g_p^{1,8}. \quad (24)$$

При малых (менее 400 K) перепадах температур с достаточной точностью для выражения (24) можно полагать [11], что

$$\bar{T}_2 = \frac{1}{2}(T_2 + T_{21}); \quad \bar{T}_{2p} = \frac{1}{2}(T_2 + T_{21p}).$$

При больших перепадах температур следует использовать среднеинтегральные температуры, которые находятся из (14) по формулам

$$\bar{T}_2 = T_2 + \left[1 - \frac{1}{k_0 B} \ln(1 + k_0 B) \right] (T_4 - T_2);$$

$$\bar{T}_{2p} = T_2 + \left\{ 1 + \frac{1}{k_0 B} \ln \frac{1 - g_p}{1 - \exp \left[k_0 B \left(1 - \frac{1}{g_p} \right) \right]} \right\} (T_4 - T_2).$$

Сделанные выше рассуждения показывают, что при $g_p = 1$ получаются зависимости для обычных ГТД с регенерацией (рисунки 1 и 2), а при $g_p = 0$ – для ГТД без регенерации.

5. Результаты исследования характеристик МГТУ с байпасированием циклового воздуха мимо регенератора

Исследования для схем МГТУ, изображенных на рисунках 1 и 2, проводились при различных значениях g_p в диапазоне от 0,25 до 1 и представлены на рисунках 6-13.

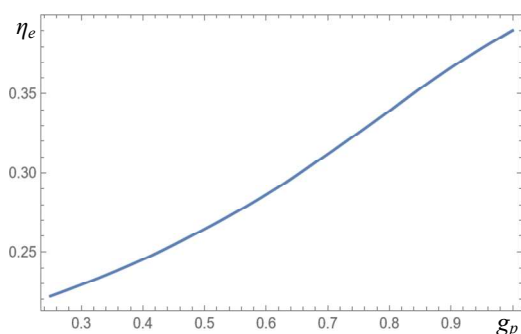


Рисунок 6 – Зависимость КПД η_e от относительного расхода воздуха через регенератор для МГТУ на базе ПЦ+Р

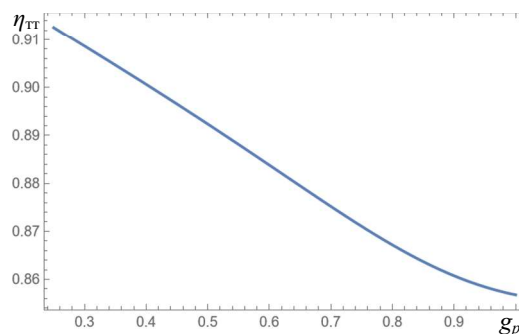


Рисунок 7 – Зависимость теплотехнического КПД $\eta_{тт}$ от относительного расхода воздуха через регенератор для МГТУ на базе ПЦ+Р

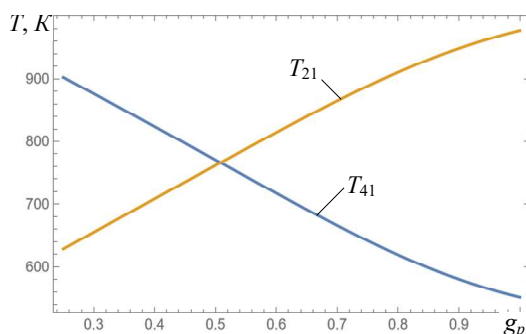


Рисунок 8 – Зависимость температур воздуха (T_{21}) и газов (T_{41}) после регенератора от относительного расхода воздуха через регенератор для МГТУ на базе ПЦ+Р

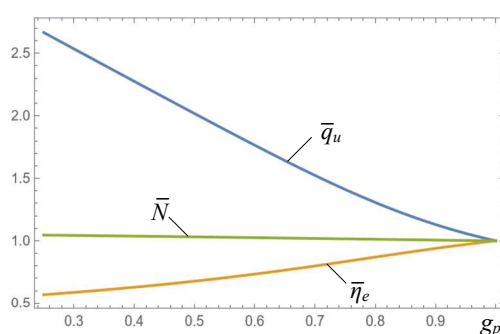


Рисунок 9 – Зависимость относительных параметров: КПД (η_e), теплоты ($\bar{q}_и$), переданной на теплоснабжение, и мощности (\bar{N}) от относительного расхода воздуха через регенератор для МГТУ на базе ПЦ+Р

Анализ рисунков 6-13 показывает, что увеличение расхода воздуха мимо регенератора (уменьшение g_p) приводит к снижению температуры воздуха перед КС (T_{21}) и росту температуры газов за регенератором (T_{41}), теплота которых передается на теплоснабжение, что, в свою очередь обуславливает снижение эффективного КПД и повышение теплотехнического КПД установки.

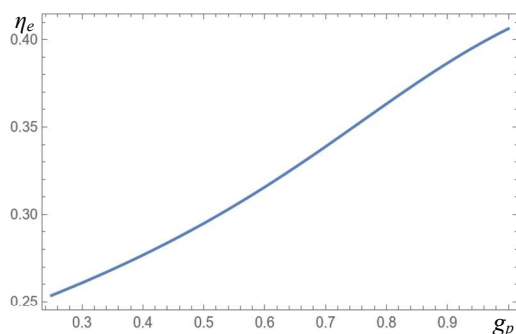


Рисунок 10 – Зависимость КПД η_e от относительного расхода воздуха через регенератор для МГТУ на базе ПЦ+ТКУ+Р

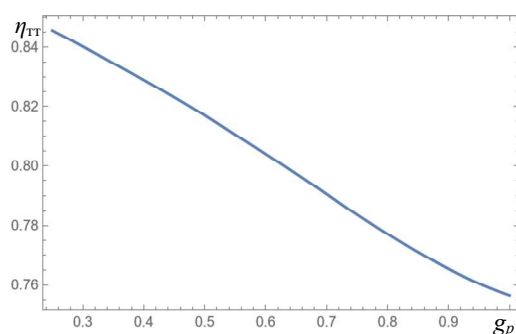


Рисунок 11 – Зависимость теплотехнического КПД $\eta_{тт}$ от относительного расхода воздуха через регенератор для МГТУ на базе ПЦ+ТКУ+Р

Рисунки 9 и 13 наглядно иллюстрируют, что обе конфигурации МГТУ обеспечивают большой прирост генерации тепла (более чем в 2,5 раза) при байпасировании циклового воздуха мимо регенератора, относительное снижение КПД у конфигурации ПЦ+Р получается больше (до 43 %), чем у ПЦ+ТКУ+Р (до 38 %). При этом, можно отметить высокую стабильность производимой мощности, относительные изменения которой не превышают 5 %.

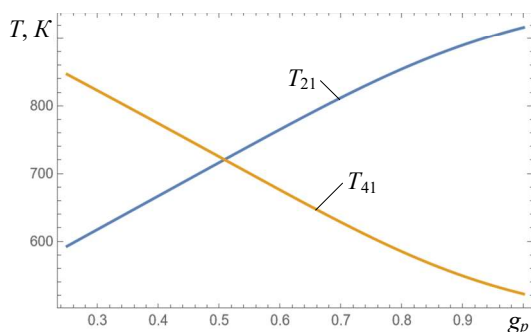


Рисунок 12 – Зависимость температур воздуха (T_{21}) и газов (T_{41}) после регенератора от относительного расхода воздуха через регенератор для МГТУ на базе ПЦ+ТКУ+Р

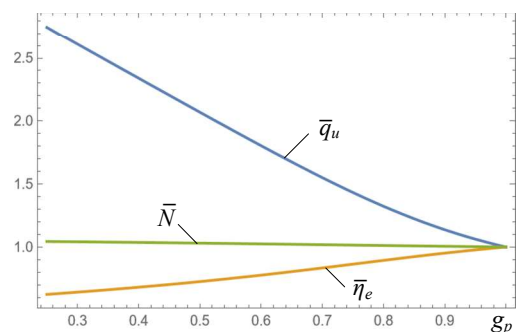


Рисунок 13 – Зависимость относительных параметров: КПД (η_e), теплоты (\bar{q}_u), переданной на теплоснабжение, и мощности (\bar{N}) от относительного расхода воздуха через регенератор для МГТУ на базе ПЦ+ТКУ+Р

6. Зависимость параметров регенеративных ГТД от расхода рабочего тела мимо регенератора

Использование байпасного клапана (КЛ) позволяет перепускать рабочего тела мимо регенератора. Схемы МГТУ, реализующие перепуск рабочего тела мимо регенератора представлены на рисунках 3 и 4. Более подробно схема перепуска рабочего тела рассмотрена на рисунке 14.

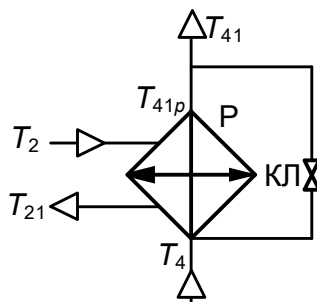


Рисунок 14 – Схема перепуска части рабочего тела мимо регенератора

Относительный расход рабочего тела через регенератор при перепуске определяется формулой

$$g_p = \frac{G_{zp}}{G_z}. \quad (25)$$

где G_{zp} – расход рабочего тела (газов) через регенератор, кг/с.

Этот параметр, при наличии встроенного байпаса, изменяется от минимального значения при запуске ГТД до 1 на номинальном режиме.

Аналогично рассуждениям для перепуска циклового воздуха можно допустить, что для газа $\alpha_z \sim G_z^{0,8}$, или, учитывая выражение (5), коэффициент теплоотдачи воздуха при перепуске воздуха будет равен

$$\alpha_{zp} = \alpha_z g_p^{0,8}. \quad (26)$$

Подстановка (26) в (6) дает выражение для расчета коэффициента теплопередачи регенератора при перепуске рабочего тела, естественно, полагая, что коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха неизменен (т.е. мало зависит от средней температуры)

$$k_p = \left(\frac{1}{\alpha_s} + \frac{1}{\alpha_z g_p^{0,8}} \right)^{-1}. \quad (27)$$

Тепловой баланс регенератора с рабочего тела, с учетом предыдущих рассуждений, можно представить следующими выражениями

$$Q_r = G_s c_{ps} (T_{21p} - T_2); \quad (28)$$

$$Q_r = g_p G_z c_{pz} (T_4 - T_{41p}); \quad (29)$$

$$Q_r = k_p (\bar{T}_{4p} - \bar{T}_{2p}) A. \quad (30)$$

В соответствии с проведенными рассуждениями формулы (13) и (14) примут вид

$$T_{41p} = T_4 - \frac{1 - \exp \left[-k_0 B \left(\frac{1}{g_p} - 1 \right) \right]}{1 - g_p \exp \left[-k_0 B \left(\frac{1}{g_p} - 1 \right) \right]} (T_4 - T_2), \quad (31)$$

$$T_{21p} = T_2 + g_p \frac{1 - \exp \left[-k_0 B \left(\frac{1}{g_p} - 1 \right) \right]}{1 - g_p \exp \left[-k_0 B \left(\frac{1}{g_p} - 1 \right) \right]} (T_4 - T_2). \quad (32)$$

Параметр B , очевидно, имеет такое же значение, что и для формул (13) и (14) (см. (17)).

Температура T_{41} находится по условию смешения из следующего уравнения

$$T_{41} = T_{41p} g_p + T_4 (1 - g_p). \quad (33)$$

Также как и с воздухом, применение байпасирования изменит гидравлическое сопротивление регенератора со стороны газа. Известно [10], что гидравлическое сопротивление газа в канале на номинальном режиме, с учетом принятых обозначений, можно выразить следующей формулой

$$\Delta p = \frac{\xi_z}{8} \frac{R \bar{T}_4}{p_4} \frac{A}{S} \left(\frac{G_z}{S} \right)^2, \quad (34)$$

где ξ_z – коэффициент гидравлического сопротивления канала регенератора со стороны газа;

S – площадь проходного сечения регенератора со стороны газа, м²;

R – индивидуальная газовая постоянная, Дж/(кг К);

p_4 – давление газа после силовой турбины, Па;

\bar{T}_4 – средняя по каналу температура газа, К.

При развитом турбулентном режиме течения коэффициент гидравлического сопротивления в канале обратно пропорционален расходу в степени 0,2 [10], т.е.

$$\xi_z \propto G_z^{-0,2}. \quad (35)$$

Таким образом, полагая, что ξ_z мало зависит от температуры, учитывая (34) выражение (35) можно переписать следующим образом

$$\Delta p \approx \text{const } \bar{T}_4 G_e^{1,8}. \quad (36)$$

При байпасировании рабочего тела гидравлическое сопротивление регенератора в соответствии с (36) и (25) примет вид

$$\Delta p_p = \text{const } \bar{T}_{4p} G_p^{1,8} g_p^{1,8}, \quad (37)$$

где \bar{T}_{4p} – средняя по каналу температура газа при его частичном байпасировании мимо регенератора, К.

Соотношение перепадов давления в соответствии с выражениями (36) и (37) имеет вид

$$\frac{\Delta p_p}{\Delta p} = \frac{\bar{T}_{4p}}{\bar{T}_4} g_p^{1,8}. \quad (38)$$

Коэффициент восстановления давления регенератора со стороны газов при байпасировании с учетом (38) примет вид

$$\sigma_{\text{ср}} = 1 - (1 - \sigma_z) \frac{\bar{T}_{4p}}{\bar{T}_4} g_p^{1,8}. \quad (39)$$

При малых (менее 400 К) перепадах температур с достаточной точностью для выражения (39) можно полагать [11], что

$$\bar{T}_4 = \frac{1}{2}(T_4 + T_{41}); \quad \bar{T}_{4p} = \frac{1}{2}(T_4 + T_{41p}).$$

При больших перепадах температур необходимо использовать среднеинтегральные температуры, которые находятся из (31) по формулам

$$\bar{T}_4 = T_4 - \left[1 - \frac{1}{k_0 B} \ln(1 + k_0 B) \right] (T_4 - T_2);$$

$$\bar{T}_{4p} = T_4 - \left\{ 1 + \frac{1}{k_0 B} \ln \frac{1 - g_p}{1 - g_p \exp \left[-k_0 B \left(\frac{1}{g_p} - 1 \right) \right]} \right\} (T_4 - T_2).$$

Анализ сделанных выше рассуждений показывает, что при $g_p = 1$ получаются зависимости для обычных ГТД с регенерацией (рисунки 3 и 4), а при $g_p = 0$ – для ГТД без регенерации.

7. Результаты исследования характеристик МГТУ с байпасированием рабочего тела мимо регенератора

Исследования для схем МГТУ, изображенных на рисунках 3 и 4, проводились при различных значениях g_p в диапазоне от 0,25 до 1 и представлены на рисунках 15-22.

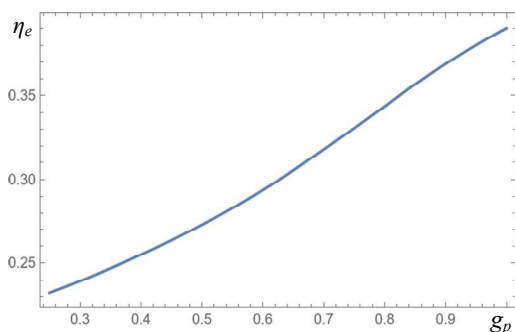


Рисунок 15 – Зависимость КПД η_e от относительного расхода газа через регенератор для МГТУ на базе ПЦ+Р

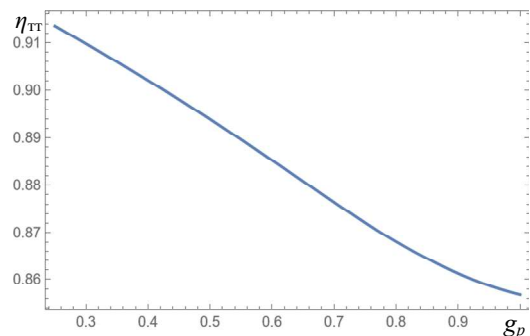


Рисунок 16 – Зависимость теплотехнического КПД $\eta_{\text{тт}}$ от относительного расхода газа через регенератор для МГТУ на базе ПЦ+Р

Анализ рисунков 15-22 показывает, что, как и для байпасирования воздуха мимо регенератора, увеличение расхода рабочего тела мимо регенератора (уменьшение g_p) приводит к снижению температуры воздуха перед КС (T_{21}) и росту температуры газов за регенератором (T_{41}), теплота которых передается на теплоснабжение, что, в свою очередь обуславливает снижение эффективного КПД и повышение теплотехнического КПД установки.

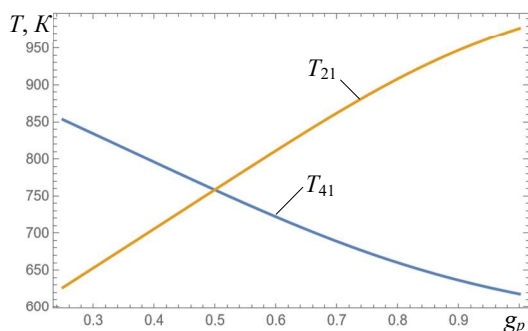


Рисунок 17 – Зависимость температур воздуха (T_{21}) и газов (T_{41}) после регенератора от относительного расхода газа через регенератор для МГТУ на базе ПЦ+Р

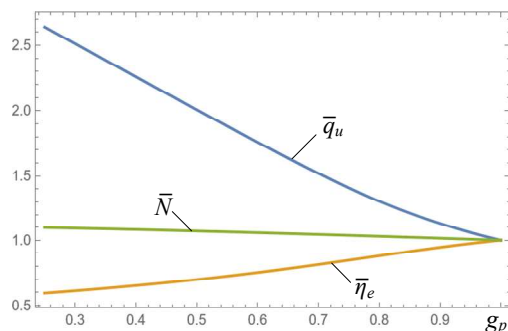


Рисунок 18 – Зависимость относительных параметров: КПД (η_e), теплоты (\bar{q}_u), переданной на теплоснабжение, и мощности (\bar{N}) от относительного расхода газа через регенератор для МГТУ на базе ПЦ+Р

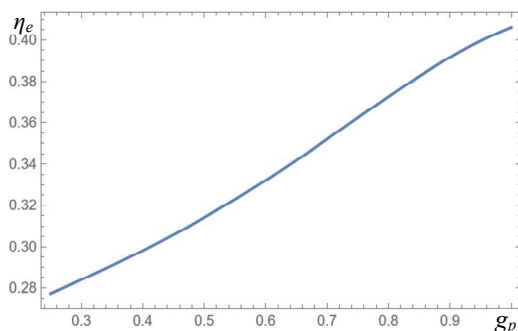


Рисунок 19 – Зависимость КПД η_e от относительного расхода газа через регенератор для МГТУ на базе ПЦ+ТКУ+Р

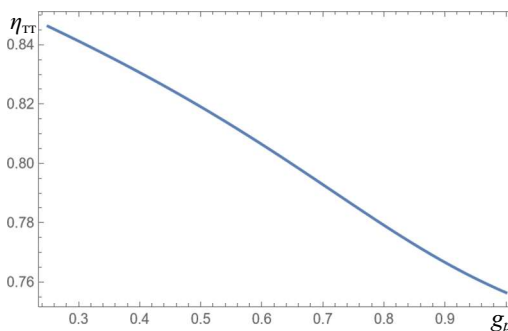


Рисунок 20 – Зависимость теплотехнического КПД $\eta_{тт}$ от относительного расхода газа через регенератор для МГТУ на базе ПЦ+ТКУ+Р

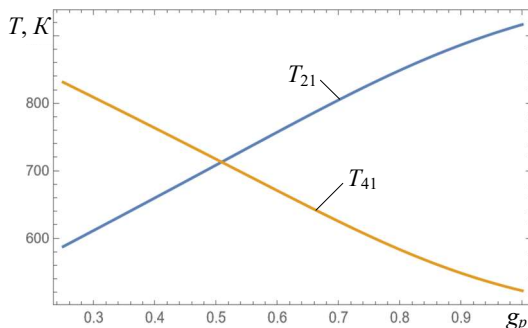


Рисунок 21 – Зависимость температур воздуха (T_{21}) и газов (T_{41}) после регенератора от относительного расхода газа через регенератор для МГТУ на базе ПЦ+ТКУ+Р

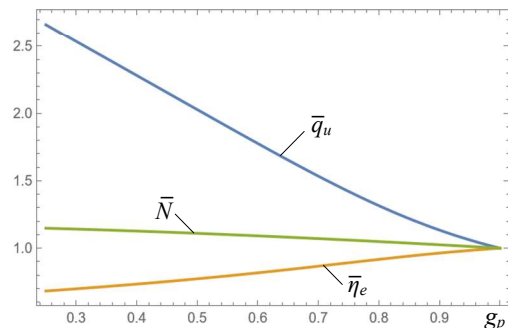


Рисунок 22 – Зависимость относительных параметров: КПД (η_e), теплоты (\bar{q}_u), переданной на теплоснабжение, и мощности (\bar{N}) от относительного расхода газа через регенератор для МГТУ на базе ПЦ+ТКУ+Р

Рисунки 18 и 22 наглядно иллюстрируют, что обе конфигурации МГТУ обеспечивают большой прирост генерации тепла (более чем в 2,5 раза) при байпасировании рабочего тела мимо регенератора, относительное снижение КПД у конфигурации ПЦ+Р получается больше (до 40 %), чем у ПЦ+ТКУ+Р (до 32 %). При этом, можно отметить высокую стабильность производимой мощности, относительное повышение которой составляет 10 % для МГТУ на базе ПЦ+Р и 15 % для МГТУ на базе ПЦ+ТКУ+Р. Таким образом, байпасирование рабочего тела мимо регенератора оказывается в целом эффективнее, чем байпасирование воздуха, что показано на рисунках 23 и 24.

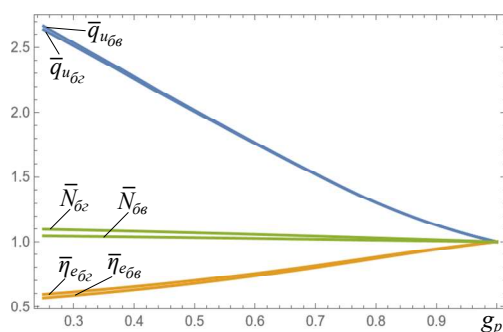


Рисунок 23 – Зависимость относительных параметров: КПД ($\bar{\eta}_e$), теплоты (\bar{q}_u), переданной на теплоснабжение, и мощности (\bar{N}) от относительного расхода через регенератор для МГТУ на базе ПЦ+Р при байпасировании воздуха (бв) и рабочего тела (бг)

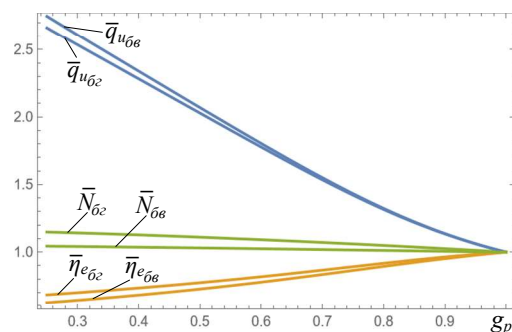


Рисунок 24 – Зависимость относительных параметров: КПД ($\bar{\eta}_e$), теплоты (\bar{q}_u), переданной на теплоснабжение, и мощности (\bar{N}) от относительного расхода через регенератор для МГТУ на базе ПЦ+ТКУ+Р при байпасировании воздуха (бв) и рабочего тела (бг)

Следует отметить, что применение байпасирования рабочего тела мимо регенератора наиболее благоприятно сказывается для МГТУ на базе ПЦ+ТКУ+Р. Это связано с тем, что коэффициент восстановления для заявленной модели при $g_p = 1$ составляет 0,87 (см. табл. 2) и 0,99 при $g_p = 0,25$. В то время как, для МГТУ на базе ПЦ+Р это соответственно 0,94 (см. табл. 2) и 0,994.

Заключение

Проведенное исследование показало следующие результаты

1. Разработана математическая модель расчета основных параметров регенеративных МГТД при использовании байпасирования как циклового воздуха, так и рабочего тела мимо регенератора с противотоком для управления генерацией тепла в когенерационных МГТУ.

2. Исследование характеристик МГТД с регенерацией, а также с турбокомпрессорным утилизатором и регенерацией показало, что изменение относительного расхода воздуха или рабочего тела через регенератор от 1,0 до 0,25 позволяет повышать количество генерируемого установками тепла более чем в 2,5 раза за счет потери эффективного КПД, обеспечивая, при этом, постоянное производство электрической энергии.

3. Установлено, что применение байпасирования рабочего тела мимо регенератора обеспечивает более высокий рост удельной мощности и меньшее снижение эффективного КПД при несколько меньшей выработке тепла, чем байпасирование циклового воздуха. Это особенно заметно для МГТУ на базе ПЦ+ТКУ+Р.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Матвеев В.Т. Гибкие когенерационные технологии в газотурбинной установке сложного цикла с турбиной перерасширения / В.Т. Матвеев, В.А. Очеретяный // Промышленная теплотехника. 2007. Т. 29. № 7. С. 97-101.
2. Дологлюян А.В. Управление генерацией тепла в циклах микрогазотурбинных установок с регенерацией теплоты / А.В. Дологлюян, В.Т. Матвеев // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. Орел: ОГУ им. И.С. Тургенева, 2021. № 3 (347). С. 3-11. DOI: 10.33979/2073-7408-2021-347-3-3-11.
3. S. Tassou, I. Chaer, N. Sugiarta, Y.-T. Ge Application of tri-generation systems to the food retail industry Energy Conversion and Management, 48 (2007), pp. 2988-2995
4. Матвеев В.Т. Глубокая утилизация теплоты в газотурбинных двигателях с турбиной перерасширения / В.Т. Матвеев // Промышленная теплотехника. 1997. Т. 19. № 4-5. С. 81-85.
5. Matviinko V. Variable regimes operation of cogenerative gas-turbine engines with overexpansion turbine / V. Matviinko, V. Ocheretianiy // Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power of Land, Sea and Air GT2010, June 14-18, 2010, Glasgow, UK, GT2010-22029.
6. Matviienko V. Gas Turbine Plant with Overexpansion Turbine and Heat Regeneration in the Ship Propulsion Complex / V. Matviienko, O. Andriets, V. Ochretianjy // Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: June 16-20, 2014, Dusseldorf, Germany.
7. Matviienko V. Working Process Control in a Ship Gas Turbine Engine of Complex Cycle / V. Matviienko, V. Ocheretianiy // Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: June 13-17, 2016, Seoul, South Korea.
8. Дологлюян А.В. Оптимизация степени регенерации для циклов микрогазотурбинных установок / А.В. Дологлюян, В.Т. Матвеев // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. Орел: ОГУ им. И.С. Тургенева, 2020. № 3 (341). С. 59-66.
9. Кириллов П.Л. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы) / П.Л. Кириллов, Ю.С. Юрьев, В.П. Бобков. Под общ. ред. П.Л. Кириллова. М.: Энергоатомиздат, 1990. 360 с.

10. Вукалович М.П. Термодинамика / М.П. Вукалович, И.И. Новиков. М.: Машиностроение, 1972. 672 с.
11. Маньковский О.М. Теплообменная аппаратура химических производств / О.М. Маньковский, А.Р. Толчинский, М.В. Александров. Л.: Химия, 1976. 368 с.

Дологлонян Андрей Вартазарович
ФГБНУ Институт природно-технических систем Российской Федерации, г. Севастополь
Кандидат технических наук, зав. лабораторией
E-mail: dologlonyan@hotmail.com

Матвеев Валерий Тимофеевич
ФГБНУ Институт природно-технических систем Российской Федерации, г. Севастополь
Доктор технических наук, гл. науч. сотр.
E-mail: mvt3900@mail.ru

Клименко Александр Георгиевич
ФГБНУ Институт природно-технических систем Российской Федерации, г. Севастополь
ведущ. инженер-исследователь
E-mail: kag195877@gmail.com

A.V. DOLOGLONYAN, V.T. MATVIENKO A.G. KLIMENKO

REGULATION OF HEAT PRODUCTION IN COGENERATION MICRO-GAS TURBINE PLANTS WITH HEAT RECOVERY

Abstract. *The subject of consideration in the article is a mathematical model for calculating the main parameters of micro-gas turbine engines (MGTE) with heat regeneration using bypass of both cycle air and the working fluid past the regenerator to control heat generation for cogeneration micro-gas turbine plants (MGTP). It has been established that the use of bypassing air or working fluid past the regenerator makes it possible to increase the amount of heat generated by cogeneration MGTP by more than 2.5 times. This makes it possible to meet the heat needs of local objects under cyclical or variable heat loads, ensuring stability of electricity supply. It has been shown that bypassing the working fluid past the regenerator is more profitable than cyclic air. The proposed model can be used for simplified and preliminary calculations of MGTP.*

Key words: *cycle air bypass, working fluid bypass, micro-gas turbine plant, microturbine, heat recovery, overexpansion turbine, turbocharge utilizer.*

BIBLIOGRAPHY

1. Matveenko V.T. Gibkie kogeneracionnye tekhnologii v gazoturbinnoj ustanovke slozhnogo cikla s turbinoj pererasshireniya / V.T. Matveenko, V.A. Ocheretyanyj // Promyshlennaya teplotekhnika. – 2007. – Т. 29. – № 7. – С. 97-101.
2. Dologlonyan A.V. Upravlenie generaciej tepla v ciklah mikrogazoturbinnyh ustanovok s regeneraciej teploty / A.V. Dologlonyan, V.T. Matveenko // Fundamentalnye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii. Orel: OGU im. I.S. Turgeneva, 2021. № 3 (347). С. 3-11. DOI: 10.33979/2073-7408-2021-347-3-11.
3. S. Tassou, I. Chaer, N. Sugiarta, Y.-T. Ge Application of tri-generation systems to the food retail industry Energy Conversion and Management, 48 (2007), pp. 2988-2995
4. Matveenko V.T. Glubokaya utilizaciya teploty v gazoturbinnyh dvigatelyah s turbinoj pererasshireniya / V.T. Matveenko // Promyshlennaya teplotekhnika. 1997. Т. 19. № 4-5. С. 81-85.
5. Matvienko V. Variable regimes operation of cogenerative gas-turbine engines with overexpansion turbine / V. Matvienko, V. Ocheretianiy // Prococoligs of ASME Turbo Expo 2010: Power of Land, Sea and Air GT2010, June 14-18, 2010, Glasgow, UK, GT2010-22029.
6. Matvienko V. Gas Turbine Plant with Overexpansion Turbine and Heat Regeneration in the Ship Propulsion Complex / V. Matvienko, O. Andriets, V. Ochretianij // Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: June 16-20, 2014, Dusseldorf, Germany.
7. Matvienko V. Working Process Control in a Ship Gas Turbine Engine of Complex Cycle / V. Matvienko, V. Ocheretianiy // Prococoling of ASME Turbo Expo 2016: June 13-17, 2016, Seoul, South Korea.
8. Dologlonyan A.V. Optimizaciya stepeni regeneracii dlya ciklov mikrogazoturbinnyh ustanovok / A.V. Dologlonyan, V.T. Matveenko // Fundamentalnye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii. Orel: OGU im. I.S. Turgeneva, 2020. № 3 (341). С. 59-66.
9. Kirillov P.L. Spravochnik po teplogidravlicheskim raschetam (yadernye reaktory, teploobmenniki, parogeneratory) / P.L. Kirillov, YU.S. YUrev, V.P. Bobkov. Pod obshch. red. P.L. Kirillova. M.: Energoatomizdat, 1990. 360 s.
10. Vukalovich M.P. Termodinamika / M.P. Vukalovich, I.I. Novikov. M.: Mashinostroyeniye, 1972. 672 s.
11. Mankovskij O.M. Teploobmennaya apparatura himicheskikh proizvodstv / O.M. Mankovskij, A.R. Tolchinskij, M.V. Aleksandrov. L.: Himiya, 1976. 368 s.

Dologlonyan Andrey Vartazarovich
FSBSI Institute of nature and technical systems,
Russian Federation, Sevastopol
Candidate of Technical Sciences, Chief of Laboratory,
E-mail: dologlonyan@hotmail.com

Matvienko Valerii Timofeevich
FSBSI Institute of nature and technical systems,
Russian Federation, Sevastopol
Doctor of Technical Sciences, Chief Researcher
E-mail: mvt3900@mail.ru

Klimenko Alexander Georgievich
FSBSI Institute of nature and technical systems,
Russian Federation, Sevastopol
Leading Research Engineer
E-mail: kag195877@gmail.com

© А.В. Дологлонян, В.Т. Матвеев, А.Г. Клименко, 2024

Л.И. КУКСЕНОВА

АНАЛИЗ ВЗАИМОСВЯЗИ ФЕНОМЕНОЛОГИЧЕСКИХ КРИТЕРИЕВ И ХАРАКТЕРИСТИК СТРУКТУРНО-ФАЗОВОГО СОСТОЯНИЯ ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ МЕТАЛЛОВ ПРИ ТРЕНИИ В ПОВЕРХНОСТНО – АКТИВНЫХ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛАХ

Аннотация. С позиций выявления способов реализации положительного градиента механических свойств по глубине модифицированного слоя, определяющего оптимальный режим работы трибопары, проанализирована связь феноменологических и структурных критериев качества работы сопряжения. Приведены примеры использования критериального подхода, основанного на экспериментально полученной совокупности данных, соответствующих разным масштабно-аналитическим характеристикам трибосистемы. К ним относится макроскопический интегральный критерий – интенсивность изнашивания I_h , характеризующая уровень поверхностного разрушения трибоматериала, и два наиболее информационных фундаментальных параметра, характеризующих микроструктуру поверхностного слоя материала после трибоиспытаний: физическое уширение $\beta_{(hkl)}$ рентгеновских линий, которое определяет средние размеры областей когерентного рассеяния (микроблоков) в зоне рентгеновского облучения материала и уровень их микродеформации в кристаллической решетке этой зоны (микронапряжения II рода). Приведены примеры оценки качества работы трибопары в разных смазочных средах, содержащих поверхностно – активные компоненты.

Ключевые слова: трение, износ, структура, металлы, поверхностно – активные среды, эффект Ребиндера.

Введение

Основными показателями качества машин в условиях эксплуатации являются их надежность, безопасность, долговечность, которые в значительной мере зависят от эксплуатационных свойств деталей, узлов и соединений: сопротивления износу, усталостной прочности, статической и динамической поверхностной прочности, коррозионной стойкости и др. Эксплуатационные свойства трибосопряжений (в особенности высоконагруженных скользящих пар) определяются не только качеством материала – условием, которое является в этом случае ключевым фактором, но и свойствами поверхностного слоя трибоэлементов. Связано это с тем, что повреждаемость деталей начинается с поверхностей взаимодействующих тел. Поэтому проблема повышения качества работы сопряжений во многом определяется возможностью обеспечения качества материала приповерхностных слоев.

В настоящее время наиболее используемыми характеристиками качества поверхностного слоя являются его геометрические параметры: макроотклонение формы, волнистость, шероховатость, субмикрошероховатость. В качестве физико-механических характеристик материала используют величину остаточных напряжений и глубину их залегания в результате обработки, микротвердость. Практика показывает, что обоснованный набор параметров качества поверхностного слоя, основанный на большой базе данных для разных условий технологической обработки, позволяет прогнозировать долговечность машин [1].

В условиях трения и изнашивания происходит переход от технологических параметров геометрии контактирующих поверхностей к эксплуатационным (в первую очередь на стадии приработки). Наиболее важная эксплуатационная характеристика получила название равновесной шероховатости, не зависящей от исходной, полученной при механической обработке, а зависящей только от условий изнашивания. Эта шероховатость является оптимальной для данной пары и условий испытаний и обеспечивает минимальное изнашивание [2].

В реальном скользящем нагруженном контакте все явления, происходящие при внешнем трении на всем цикле испытаний, связаны как с взаимодействием твердых тел между собой, так и со смазочным материалом. В этих условиях непосредственный контакт, приводящий к износу или повреждаемости, минимизируется образовавшимися на поверхностях трения граничными слоями различного происхождения: продуктами физического или химического взаимодействия компонентов смазочного материала с

поверхностными слоями пары трения. Идеализированная модель граничного трения базируется на представлениях об особенностях слоя, который выдерживает высокие нормальные давления и при этом легко сдвигается при незначительных тангенциальных усилиях. Сопротивление сжатию и сдвигу такой конструкции увеличивается с уменьшением расстояния между контактирующими выступами, а толщина граничного слоя определяется радиусом действия поверхностных сил и достигает сотен нанометров [3]. Следовательно, такие свойства граничных смазочных слоев как способность разделять контактирующие поверхности на расстояния, превышающие радиус действия адгезионных сил, анизотропия характеристик механических свойств, адсорбция поверхностно-активных компонентов смазочного материала и последующее прямое физико-химическое воздействие на деформируемый металл лежат в основе причин уменьшения потерь на трение и износ сопряжений и предотвращения схватывания. В этом случае наиболее общим критерием качества работы узлов трения считается правило знака градиента механических свойств (твердости, прочности, предела текучести) материала контактирующих тел по глубине поверхностных слоев. При положительном градиенте реализуется устойчивый режим внешнего трения, который сопровождается меньшим износом контактирующих тел, чем при отрицательном знаке градиента [4].

Для обеспечения положительного градиента механических свойств по глубине зоны деформации при трении наносят пленки металлов, более мягких, чем подложка [4]. В практике эксплуатации узлов трения чаще используют другой способ, а именно применяют смазочные материалы, содержащие поверхностно-активные компоненты. В этом случае благодаря эффекту адсорбционного пластифицирования на поверхности трения создается более мягкий, чем основной материал, слой [5].

В [6] предложено оценивать качество работы узла трения совокупностью критериев, полученных на основе анализа процесса трения на макроскопическом уровне (значений коэффициента трения, интенсивности изнашивания и т.п.) и на микроскопическом уровне – микроструктурных, полученных по данным металлофизических исследований, с применением рентгеноструктурного анализа материала приповерхностных слоев сопряжения. Отмечается, что феноменологические и микроструктурные критерии характеризуют пару трения на разных иерархических уровнях и связи между ними следует искать не в виде детерминированных статических соотношений, а в виде характеристик полифункциональных динамических процессов, знание которых способствует пониманию работы трибосистемы как целого.

В данной работе описаны результаты исследования работоспособности пары трения с позиций критериальных подходов, основанных на сопоставительном анализе временной эволюции макроскопического интегрального критерия (интенсивности изнашивания) с одной стороны, и трибопроцессуального изменения микроструктурных характеристик трибоматериала (физического уширения рентгеновских линий зоны контактной деформации, периода кристаллической решетки, элементного состава поверхностного деформированного слоя трибопары) - с другой.

Материалы и методы исследования

Испытывали распространенную пару реверсивного трения скольжения медный сплав (бронза БрА5) – сталь 45 при давлении 20 МПа и средней скорости относительного скольжения 0,1 м/с; схема трения плоскость – плоскость. Реверсивное трение, относящееся к тяжелым условиям испытаний с точки зрения деформации поверхностных слоев, позволяет более ярко выявлять роль варьируемых параметров. Интенсивность изнашивания трибообразцов I_h оценивали как среднее значение в результате испытаний 3–5 трибопар по потере массы образца на фиксированном пути трения $L = 0,36 \div 36$ км.

Испытания проводили в разных смазочных средах: в глицерине, минеральных маслах, модельных смазочных материалах, в состав которых входили поверхностно-активные вещества (ПАВ). Испытывались также базовые дисперсионные синтетические среды и присадки к ним, применяемые для работы в трибосопряжениях в широком диапазоне температур и давлений: базовое синтетическое масло М9С (ТУ 38.1011136–87); сложный полиэфир бензилянтарной кислоты и широкой фракции спиртов $C_7 \div C_{12}$ (ДЭБЯК); смесь (М9С+ДЭБЯК) при массовом соотношении компонентов (1:1).

Микроструктурные исследования проводили с помощью рентгеноструктурного анализа методом неразрушающего послойного облучения зоны контактной деформации в

диапазоне 0,5–10 мкм в Со-К α излучении. Определяли физическое уширение рентгеновских линий $\beta_{(311)}$ и период кристаллической решетки α -твердого раствора Cu –Al после испытаний на трение.

Физическое уширение $\beta_{(hkl)}$ рентгеновских линий отражает влияние размера областей когерентного рассеяния –микроблоков D в кристалле, а также усредненных по микрообъему микродеформаций кристаллической решетки (напряжений II рода $\langle \varepsilon \rangle = \langle \frac{\Delta d}{d} \rangle$). Его величина определяется соотношением

$$\beta_{(hk)} = \frac{k\lambda}{D \cos \theta} + 4\varepsilon \cdot \operatorname{tg} \theta,$$

где λ –длина волны рентгеновского излучения, θ –угол Вульфа-Брэггов, k –коэффициент, зависящий от формы микрокристаллитов. Очевидно, что величина $\beta_{(hkl)}$ связана с плотностью как скользящих, так и неподвижных дислокаций, присутствующих в деформированном металле: $\rho_{\Sigma} = A\beta_{(hkl)}^2$, здесь ρ_{Σ} – плотность дислокаций обоих видов, $[\rho_{\Sigma}] = \text{см}^{-2}$; A – размерная постоянная, $[A] = (\text{см} \cdot \text{рад})^{-2}$. Очевидно, что первый член в приведенном соотношении связан лишь с неподвижными дислокациями, которые формируют границы микроблоков. Второй же член отражает суммарную плотность как подвижных дислокаций, находящихся в объемах микроблоков, так и сидячих дислокаций, локализованных в их границах.

Величина периода кристаллической решетки a , оцениваемая по смещению дифракционных пиков на рентгенограмме, определяет сумму главных напряжений (напряжений I рода) и, кроме того, зависит от элементного состава сплава (для твердых растворов замещения выполняется закон Вегарда: $a_{AB} = C_A a_A + (1 - C_A) a_B$, где a_{AB} , a_A и a_B – параметры решеток раствора, растворителя и растворенного элемента, соответственно, C_A – атомная концентрация растворителя в сплаве [7]). Поэтому изменение величины a_{AB} позволяет анализировать диффузионное перераспределение легирующих элементов в зоне механического или любого другого воздействия на сплав.

Результаты и обсуждение

Известно, что среди феноменологических критериев допустимого уровня разрушения поверхности наиболее общим признается правило положительного градиента механических свойств материала контактирующих тел по глубине поверхностных слоев. Природа смазочного действия оказывает определяющее влияние на реализацию этого правила, а в основе этого влияния лежит формирование износостойкой структуры деформированной зоны трибоматериала. Наибольший положительный триботехнический эффект имеет место при наличии в смазочных материалах ПАВ, компоненты которых в процессе контактной деформации вызывают адсорбционное пластифицирование тончайшего поверхностного слоя (эффект Ребиндера) [5].

Эффектом Ребиндера называют явление адсорбционного понижения прочности твердых тел, облегчение их деформации и разрушения вследствие обратимого физико-химического воздействия окружающей среды. Термодинамически этот эффект обусловлен уменьшением работы образования новой поверхности при деформировании твердого тела в результате понижения его свободной поверхностной энергии под влиянием активной среды; молекулярная природа состоит в облегчении разрыва и перестройки межатомных связей в твердом теле в присутствии инородных атомов, молекул или ионов.

Исследования особенностей воздействия сред на твердые тела показали, что при помещении однородного материала в инактивную окружающую среду его свойства сохраняются. Под действием поверхностно-активных сред, снижающих поверхностную энергию и облегчающих работу приповерхностных источников дислокаций, происходит пластифицирование, т.е. снижение предела текучести приповерхностного слоя. Если на металлических поверхностях образуются окисные пленки, тормозящие выход дислокаций на поверхность, то достигается упрочнение приповерхностного слоя, т.е. повышение его предела текучести [6,8].

Изменение предела текучести приповерхностного слоя под воздействием поверхностно-активной среды может оказывать влияние на характер напряженного состояния и распределение остаточных напряжений в нем. В [6] для случаев простейших напряженных состояний (растяжения, изгиба, кручения) на примере модельного материала, представляющего собой однородную сплошную среду в упругой области и двухслойную с поверхностно – модифицированным слоем – в пластической, показано, что имеет место общая

закономерность: в поверхностно – упрочненном металле остаточные напряжения во внешнем слое совпадают по знаку с нагружающими, а во внутриобъемной зоне – противоположны им; в поверхностно – пластифицированном материале во внешнем слое остаточные напряжения противоположны по знаку нагружающим, а во внутриобъемной зоне – совпадают с ними. Иными словами, картина распределения остаточных напряжений в поверхностно-упрочненном образце оказывается обратной случаю пластифицированного слоя.

В условиях трения и формирования частиц изнашивания реализуются разные виды нагружения: растяжения – сжатия, изгиба, кручения [9]. Поэтому есть основания полагать, что в условиях нагруженного скользящего контакта материал поверхностного эксплуатационного слоя подчиняется общей закономерности, установленной для объемных механических испытаний: изменение предела текучести материала также влияет на характер его напряженного состояния в области контакта и на распределение остаточных напряжений в нем.

Эпюры остаточных напряжений, которые возникают в результате проскальзывания и упруго–пластического деформирования материала под влиянием контактного воздействия модельного цилиндрического микровыступа в случае поверхностно–пластифицирующего (а) и поверхностно–упрочняющего (б) смазочного материала (остальные компоненты тензора остаточных напряжений $\sigma_{tij} \approx 0$) приведены в [6,8].

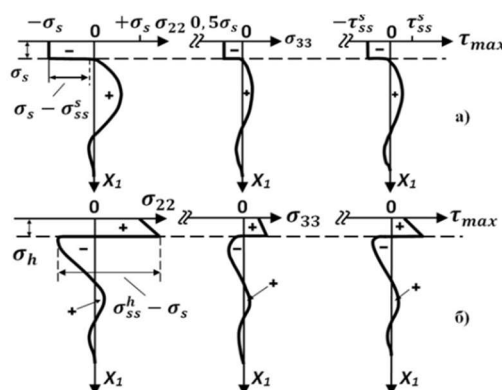


Рисунок 1–Распределение остаточных нормальных (σ_{22} и σ_{33}) и максимальных касательных ($\tau_{max} = 0,5\sigma_{22}$) напряжений в поверхностно – пластифицированном (а) и поверхностно – упрочненном (б) образцах после скольжения по их поверхности цилиндрического микровыступа [8]

Расчеты показывают, что в поверхностно–пластифицированном слое остаточные напряжения после прохождения микровыступа носят сжимающий характер, а в поверхностно – упрочненном – растягивающий. Кроме того, наблюдаются осцилляции напряжений по глубине. На межслойной границе имеет место резкая смена знака остаточных напряжений. Распределение напряжений по глубине материала скользящего нагруженного контакта подобно соответствующим эпюрам для случаев кручения и изгиба.

Известно, что поверхность трения двух шероховатых твердых тел представляет собой набор дискретных контактов, периодически деформирующихся под действием сопряженных микровыступов. После каждого цикла деформации в поверхностном слое металла возникает упруго–пластическая деформация, и формируются остаточные напряжения первого рода, знак и величина которых зависит от соотношения механических характеристик приповерхностного деформируемого микрообъема и внутриобъемной зоны. Распределение и знак остаточных напряжений в зоне контактной деформации являются регулирующими факторами структурообразования (перераспределения дефектов кристаллической решетки, легирующих элементов сплавов, фазового состава модифицированного слоя) и соответственно формирования совокупности структурно-чувствительных характеристик механических свойств, определяющих уровень поверхностного разрушения.

На рисунке 2 приведены значения структурных характеристик ($\beta_{(311)}$ и a), а также микротвердости H_μ (по Берковичу, ГОСТ 945 – 76) медного образца после многоциклового трения в поверхностно–пластифицирующей среде. На рисунке 3 представлены результаты рентгеновского исследования образцов чистых металлов (меди, железа и никеля) после трения в разных смазочных средах.

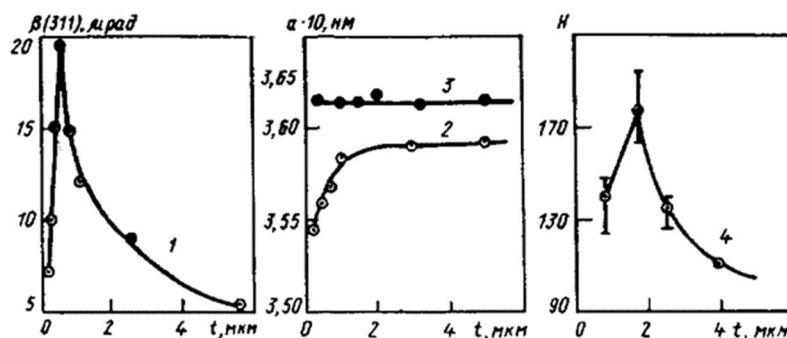


Рисунок 2—Изменение физического уширения рентгеновского линий $\beta_{(311)}$, (1), периода кристаллической решетки a , $a_{исх}$, (3), и после трибоконтактного воздействия $a_{тр}$, (2), а также вариация микротвердости образцов H_μ по толщине зоны контактной деформации t для медных образцов, испытанных в глицерине (4); t — расстояние до поверхности образца

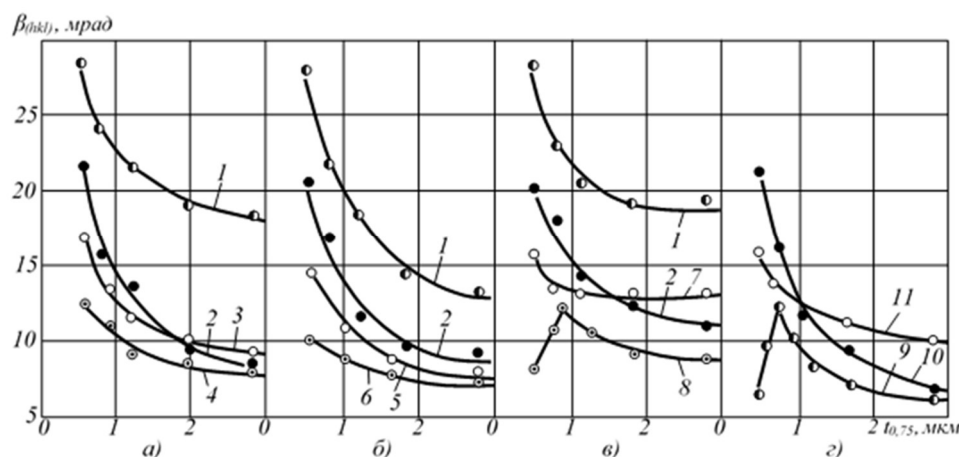


Рисунок 3—Изменение физического уширения рентгеновских линий по толщине зоны деформации h для меди (а), железа (б), никеля (в) при трении в различных граничных условиях, а также для Cu , Fe , Ni при трении в глицерине (г):

1 — сухое трение; 2 — трение в вазелиновом масле; 3, 4 — трение в масле с активной добавкой (1%) стеариновой и (1%) олеиновой кислот соответственно; 5 — трение в смеси синтетических жирных кислот (СЖК) $C_{17} - C_{20}$; 6 — трение в СЖК $C_{10} - C_{16}$; 7, 8 — трение, соответственно, в эмульсолах Э-2 и Э-1 (с добавками сложных карбоэфиров, хлоридов и фосфидов)

Приведенные данные подтверждают, что содержащиеся в смазочном материале ПАВ участвуют не только в процессе формирования граничного смазочного слоя при трении, но также влияют на структурное состояние поверхностных слоев контактирующих тел. Присутствие ПАВ в смазке приводит к формированию устойчивого положительного градиента механических характеристик в зоне деформации.

Так в [6] отмечается, что наличие на межслойной границе резкой смены знака остаточных касательных напряжений I рода, рисунок 1, приводит к встречному движению дислокаций с однонаправленными векторами Бюргера в соседних разнонапряженных слоях материала. Двигаясь в параллельных плоскостях скольжения, дислокации тормозятся на межслойной границе, формируя в ней простую малоугловую дислокационную сетку. При этом равновесная плотность пристеночных дислокаций будет определяться условием силового баланса, записанного, например, в цилиндрической системе координат $(r\varphi z)$ [8]:

$$\tau_{z\varphi}^r - \text{sign}(\tau_{z\varphi}^r) \cdot \tau_{st} = \tau_{z\varphi}^{in} + \tau_{z\varphi}^a,$$

где $\tau_{z\varphi}^r$ — компонента тензора остаточных напряжений I рода; τ_{st} — напряжение старта дислокаций в плоскости скольжения; $\tau_{z\varphi}^{in}$ — внутреннее напряжение в решетке, обусловленное дислокациями фона, т.е. ростовыми и неподвижными деформационными дислокациями, $\tau_{z\varphi}^a$ — дальнедействующее упругое напряжение, созданное стенкой. Оценка равновесной плотности стеночных дислокаций показала, что ее величина примерно на два порядка

превышает плотность дислокаций фона (например, при плотности дислокаций фона ($\rho_{ph} \sim 10^6 - 10^7$) см^{-2} равновесная плотность стеночных дислокаций составляет ($\rho \sim 10^8 - 10^9$) см^{-2} [10].

Процесс концентрации дислокаций на межслойной границе сопровождается очисткой от них приграничных областей металла. Расчеты показывают, что размер таких областей составляет $\delta \sim \rho^{-1/2}$ и по порядку величины совпадает с толщиной поверхностно-модифицированного слоя h , достигающей нескольких микрон для типичных случаев упругопластического деформирования металлов [10]. Напряжения II рода, возникающие в дислокационной стенке, стимулируют постепенное отщепление внешнего модифицированного слоя материала. Этот процесс в первую очередь начинается в тех местах межслойной границы, в которых ее упругая энергия становится близкой к значению поверхностной энергии металла. Оценка критической плотности дислокаций в границе перед ее отщеплением для сплавов на медной основе дает величину $\rho_{max} \approx 10^{14} - 10^{15} \text{ см}^{-2}$ [8,10].

Анализ данных, приведенных на рисунках 2 и 3 с позиций функциональных взаимосвязей показателей $S = f(\gamma, \delta)$, $\delta = f(\beta_{(hkl)})$, $H_\mu = f(\delta)$, $H_\mu = f(\beta_{(hkl)})$ [11], характеризующих структуру и механические свойства металла, свидетельствует о том, что активная добавка в смазочной среде заметно влияет на деформационные процессы в приконтактной зоне и вызывает формирование модифицированного граничного слоя. Так как основа смазочного материала (вазелиновое масло) является трибохимически инертной, то именно активные присадки снижают величину $\beta_{(hkl)}$ (и соответственно плотность дислокаций) в тонком поверхностном слое металла по сравнению с вариантом его трения в чистом масле. При этом реализуются два процесса: *первый процесс* – формирование стационарного макроскопического диффузионного потока атомов примесных элементов и их переход в смазочную среду (изменение a , рисунок 2), что приводит к созданию поверхностной пленки меди и *второй процесс* – понижение плотности неподвижных (сидячих) дислокаций в материале зоны деформации (уменьшение величины $\beta_{(hkl)}$), что указывает на эффект пластифицирования материала (снижение предела его текучести). В результате этих процессов материал, выходящий из зоны, будет существенно отличаться от исходного по характеристикам напряженного состояния, структуры и свойств. Именно свойствами модифицированного поверхностного слоя определяется износостойкость трибоматериала, что находит отражение во взаимосвязи феноменологических и структурных критериев работы узла трения в целом.

В наиболее распространенных сопряжениях антифрикционный трибоматериал, как правило, представляет собой двойной или многокомпонентный медный сплав замещения. Поэтому рассмотрим изменения элементного состава его приповерхностного слоя под действием остаточных напряжений, тип распределения которых, как было показано выше, определяется влиянием среды. После первых циклов контактного взаимодействия и деформирования в активной среде любого модифицирующего типа в приповерхностном слое трибоматериала возникнут диффузионные потоки вакансий, атомов примесных и/или легирующих элементов, стимулирующие релаксацию возникших остаточных напряжений. Будет наблюдаться «восходящая диффузия» [12], в результате которой в сжатых областях материала концентрация элементов, размеры атомов которых превосходят таковые для основного металла, понизится, а в растянутых областях – наоборот, повысится.

Изменение концентрации легирующего элемента в напряженной области в результате восходящей диффузии можно описать соотношением [6,8]:

$$(\Delta C)/C \approx \exp\{\delta\omega (\Delta\sigma_{ij}^r / 3kT)\} - 1,$$

где $\Delta\sigma_{ij}^r$ – скачок остаточных напряжений на межслойной границе; $\delta\omega = \omega_A - \omega_B$; ω_A и ω_B – атомные объемы металлов матрицы и примеси.

Показано [6,8], что для экспериментов с поверхностно-модифицированными образцами величина $(\Delta C)/C = 10 - 100\%$ (при $\Delta\sigma_{ij}^r \approx \sigma_s = 0,1 \div 1 \text{ ГПа}$, $\delta\omega = 3 \cdot 10^{-24} \text{ см}^3$). Следовательно, при испытаниях в активных средах происходит существенное расслоение деформированного материала, которое закономерно влияет на предел текучести его приповерхностного модифицированного слоя. Основываясь на зависимости $\sigma_s \approx C^{1/2}$ и учитывая выполняющееся в трибоэкспериментах соотношение $(\Delta C)/C \rightarrow 1$, было получено, что $|\Delta\sigma_s|/\sigma_s \approx 50\%$ [8]. Таким образом, только за счет восходящей диффузии может быть достигнуто пятидесятипроцентное изменение предела текучести, что для случая

поверхностно–пластифицирующей среды обеспечивает условия реализации положительного градиента механических характеристик – необходимого условия устойчивого режима трения и высоких антифрикционных свойств [11,13].

На рисунке 4 показаны объемно– временные изменения основных микро– и макроскопических характеристик поверхностного слоя бронзы БрА5 после трения в среде масла М9С и в его смеси с загустителем 12–LioSt.

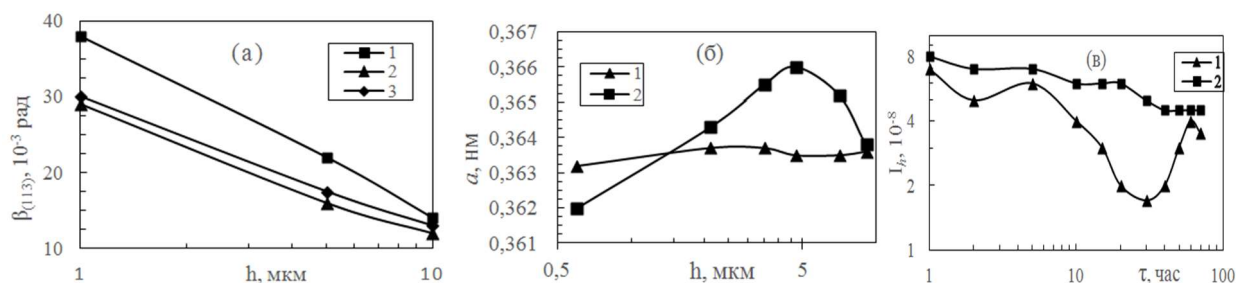


Рисунок 4 –Характеристики пары трения бронза БрА5–сталь45: 1 – трение в среде М9С; 2 – трение в среде М9С+12–LioSt; 3 – до трения: (а) – изменение физического уширения рентгеновских линий β_{311} по глубине зоны контактной деформации h в установившемся режиме; (б) – изменение периода a кристаллической решетки α -твердого раствора Си–Аl по глубине зоны деформации после трения в установившемся режиме; (в) – зависимость интенсивности изнашивания I_h бронзы от времени испытаний τ

Графики, приведенные рисунке 4а, отражают распределение значений физического уширения рентгеновских линий по толщине слоя деформации бронзы. Анализ зависимостей $\beta = f(h)$ указывают на три основных процесса, одновременно происходящих при деформации трибоматериала в исследуемых смазочных средах. Во-первых, плотность дислокаций в слоях, прилегающих к свободной поверхности образцов, возрастает примерно в 1,6 раза при трении в масле М9С (кривая 1) по сравнению с исходным состоянием (до трения, шлифованная поверхность, кривая 3). Это значит, что при трибодеформации образцов в инактивной смазочной среде в условиях, когда плотность подвижных дислокаций много меньше, чем сидящих, наблюдается упрочняющий эффект. Во – вторых, присутствие дисперсной фазы 12-LioSt в смазочной системе обеспечивает систематическое понижение плотности деформационных (в основном неподвижных) приповерхностных дислокаций (примерно в 1,7 раза по сравнению с чистой дисперсионной средой и в 1,1 раза по сравнению с исходным состоянием). Таким образом, в результате воздействия загустителя смягчаются энергосиловые граничные условия в трибоконтакте, и в приповерхностном слое трибоматериала реализуется пластифицирующий эффект. В – третьих, систематическое снижение величин $\Delta\beta_{(311)}(h) = \beta_{(311)}^{M9C+LioSt}(h) - \beta_{(311)}^{M9C}(h)$ и $\Delta\beta_{(311)}(h)/\beta_{(311)}^{M9C}(h) \approx 0.1$, полученных путем сопоставления значений $\beta_{(311)}(h)$ при $h = idem$ для испытаний, выполненных при различных граничных условиях в контакте, указывает на локализацию эффекта влияния среды в слоях трибоматериала достаточно малой толщины, не превышающих 10 - 15 мкм.

Как показывает рисунок 4б, в процессе временной трибодеформации антифрикционного материала в масле М9С величина периода решетки сравнительно слабо осциллирует по всей глубине поверхностного деформированного слоя (кривая 1) и, в среднем, составляет $\langle a_\alpha \rangle = 0,3632$ нм, что достаточно близко к исходному стандартному значению периода решетки бронзы БрА5. Введение в смазочную систему загустителя 12-LioSt приводит к тому, что в процессе фрикционного воздействия в зоне деформации формируется нормальный к рабочей поверхности образца достаточно интенсивный макроскопический диффузионный поток атомов алюминия, направленный с одной стороны к выходу из образца, а с другой - в его внутриобъемную зону. При этом в слоях глубиной $h \leq 4$ мкм происходит заметное уменьшение периода a вплоть до значений $a_\alpha \approx 0,3620(2)$ нм (кривая 2). Таким образом, в приповерхностном слое трибообразца вблизи межфазной границы «металл/смазка» создается положительный концентрационный градиент алюминия и, соответственно, положительный градиент механических свойств материала в целом, являющийся предпосылкой для формирования режима повышенной износостойкости такого материала. Полученная в работе [8] оценка происходящих под влиянием адсорбции ПАВ изменений

предела текучести приповерхностного слоя, а также вариаций знака и величины остаточных напряжений, возникающих на разных глубинах этого слоя, дает основания полагать, что в данном случае именно процессы диффузии атомов алюминия одновременно как в смазку, так и в глубину трибоматериала обеспечивают снижение уровня упрочняющего эффекта в приповерхностном слое бронзовых образцов при их трибоиспытаниях в масле, содержащей загуститель. Однако наблюдающееся при этом увеличение концентрации атомов алюминия в относительно более глубоко залегающих подповерхностных слоях трибоматериала (наличие максимума концентрации алюминия на глубине $h \approx 5$ мкм (рисунок 4б, кривая 2) приводит к появлению в зоне деформации сплава горизонтально-протяженных пластинчатых концентрационных неоднородностей. В соответствии с лепестковой моделью механизма износа [14] это может являться причиной снижения износостойкости бронзового антифрикционного материала в целом.

Таким образом, в зоне деформации бронзового образца при его трении в смазочной среде, состоящей из масла и загустителя, реализуются три ведущих структурных процесса: повышение плотности субграницных (сидячих) дислокаций за счет влияния инактивной компоненты дисперсионной среды – масла М9С (упрочняющий эффект), понижение относительной плотности скользящих (внутризеренных) дислокаций под влиянием дисперсной фазы – литиевого мыла 12-LioSt (пластифицирующий эффект) и реализация макроскопического диффузионного потока атомов алюминия в смазку и во внутриобъемную зону образца, создающий положительный градиент механических характеристик трибоматериала по глубине модифицированного слоя. Последнее обстоятельство указывает на тенденцию формирования в материале признаков износостойкого структурного состояния. Конкуренция процессов, приводящих к упрочняющему эффекту, и процессов, вызывающих пластифицирующий эффект, влияет на характер изменения уровня поверхностного разрушения трибоматериала, рисунок 4в.

Временные зависимости износа бронзовых образцов $I_h = f(\tau)$, рисунок 4 в, выявляют важную особенность процесса изнашивания. Как известно, характерным показателем установившегося режима трения является реализация кинетических циклов – периодически чередующихся этапов накопления повреждений в зоне локализации деформации металла и моментов ее разрушения, сопровождающихся динамическим равновесием между разрушением поверхностных структур и их восстановлением. Период этих циклов и их амплитуда являются кинетическими характеристиками процессов накопления повреждаемости и разрушения тонкого поверхностного слоя трибоматериала [15]. В макроскопическом масштабе они определяют среднее значение интенсивности изнашивания материалов трибосопряжения на фиксированном отрезке пути трения. Приведенные на рисунке 4в графики свидетельствуют о влиянии состава смазочной среды на периоды и амплитуды кинетических циклов. Так, при трении образцов в масле период накопления повреждаемости и амплитуда изменения износа достаточно велики; при трении в смеси масла с загустителем эти характеристики оказываются существенно меньше. Фиксированные во времени значения интенсивности изнашивания бронзы I_h в двух средах на различных временных интервалах могут значительно отличаться, в особенности при малых и больших временах работы трибосопряжения. Тем не менее, в среднем они близки между собой, хотя на всем временном интервале испытаний наблюдается тенденция более высокого износа образцов при трибоиспытаниях в смазке с загустителем. В последнем случае наблюдается устойчивое снижение интенсивности износа с увеличением длительности трибоиспытаний (приработка узла трения).

Анализ совокупности графиков $\beta_{(311)} = f(h)$, $a = f(h)$, $I_h = f(\tau)$ дает основание полагать, что кроме усталостного процесса в поверхностных слоях реализуется дополнительный механизм разрушения, связанный именно с влиянием литиевого мыла. Проведенные рентгенофлуоресцентные исследования тончайших поверхностных слоев бронзы ($h \approx 0,1–0,2$ мкм) выявили присутствие на поверхности трения множество оксидов типа Cu_2O и небольшого количества оксидов нестехиометрического состава. При трении в базовом масле без загустителя количество оксидов предельно мало. Кроме того, было обнаружено, что поверхностная концентрация новообразований оксидной природы осциллирует в зависимости от длины пути трения, а их общая масса и величина износа I_h на фиксированном временном отрезке Δt находятся в противофазе (в момент времени, соответствующем повышенному износу образца,

оксиды отделяются от поверхности трения, и на обнажившейся ее поверхности они еще отсутствуют). Следовательно, процесс окисления поверхности вносит значимый вклад в поверхностное разрушение трибоматериала. Поэтому для сохранения и усиления антиизносного эффекта, возникающего при добавлении в инактивную смазку ПАВ-литиевого мыла, необходимо дополнительное введение в состав такой дисперсионно-смазочной среды специфических антиоксидантов – веществ, ингибирующих процессы окисления медного сплава.

При производстве промышленных пластичных смазочных материалов часто применяется смесь дисперсионных сред М9С и полиэфира ДЭБЯК в сочетании с загустителем 12-LioSt. В таблице 1 и на рисунке 5 представлена совокупность микро – и макроскопических характеристик бронзы БрА5, полученных по результатам испытаний в смеси М9С+ДЭБЯК в соотношении (1:1) и смеси М9С+ДЭБЯК (1:1) + 12% 12-LioSt.

Таблица 1 – Физическое уширение рентгеновских линий $\beta_{(311)}$ на рентгенограммах приконтактного слоя бронзы БрА5

Толщина слоя h , мкм	1	5	10
Значение $\beta_{(311)} \cdot 10^{-3}$ рад.			
До трения	30,0	17,5	13,0
Трение в среде (М9С+ДЭБЯК), фаза α_1	22,5	15,0	14,0
Трение в среде (М9С+ДЭБЯК), фаза α_2	40,0	35,0	17,5
Трение в среде (М9С+ДЭБЯК+12-LioSt), фаза α_3	22,0	16,0	14,0
Трение в среде (М9С+ДЭБЯК+12-LioSt), фаза α_4	38,5	35,5	17,0

При трении в смазочной смеси М9С+ДЭБЯК структурные составляющие α_1 и α_2 поверхностного деформированного слоя, образующиеся в результате концентрационного расслоения бронзы при трибодетформации в активной среде [13], имеют различные значения структурного параметра $\beta_{(311)} \sim (\rho_\Sigma)^{0.5}$. Так, для обогащенной алюминием α_1 – фазы величина $\beta_{(311)}$ и, следовательно, общая плотность дислокаций ρ оказываются меньше, чем их значения для исходного сплава. Для α_2 – фазы, обогащенной медью, значения $\beta_{(311)}$ и ρ_Σ существенно выше по сравнению с их значениями не только в исходном состоянии трибоматериала, но и с этими характеристиками для фазы α_1 , содержащей более высокую концентрацию алюминия. Присутствие в смазке загустителя 12-LioSt незначительно снижает величины $\beta_{(311)}$ и ρ_Σ в этих фазах. Таким образом, можно полагать, что сочетание эфира ДЭБЯК с синтетическим маслом М9С и загустителем по существу не изменяет характер физико-химического влияния среды на процессы трибодетформации, происходящие в приповерхностном слое материала. В упомянутых структурных составляющих наблюдается как пластифицирующий эффект, так и упрочняющий с преобладающим действием последнего, при этом глубина поверхностно-модифицированного слоя превышает 10 мкм.

При испытаниях трибоматериала в данных смазочных средах в поверхностном слое образцов возникает макроскопический диффузионный поток атомов алюминия, приводящий к концентрационному расслоению исходного сплава, рисунок 5. Периоды кристаллической решетки относительно обогащенных алюминием вторичных фаз α_1 и α_3 в обеих смазочных средах достаточно близки, т.е. добавка загустителя в смазку практически не влияет на состав и уровень остаточных напряжений в обогащенной медью фазах.

Вместе с тем, при трибоиспытаниях трибоматериала в смазке, содержащей загуститель, это расслоение гораздо более неоднородно по толщине h поверхностного слоя. Последнее обстоятельство связано с заметной вариабельностью остаточных напряжений сжатия, присутствующих в фазе α_4 . Следует также отметить, что загуститель ограничивает массовую интенсивность пространственного расслоения исходного твердого раствора по глубине h : обогащенная медью фаза α_4 рентгеновски визуализируется лишь в поверхностном слое материала толщиной $h \leq 3,5$ мкм, рисунок 5, кривая α_4 .

Кроме того, экспериментально установлено, что на поверхности трения в среде (М9С+ДЭБЯК+12-LioSt) происходит периодическое появление и исчезновение (разрушение) оксидов со структурой шпинели – алюминатов меди CuAl_2O_4 . При трении в смазочной среде с загустителем интенсивность линий, соответствующих этому оксиду на рентгенограммах,

значительно выше, чем при трибоиспытаниях без загустителя. Это указывает на их относительно большее массовое (объемное) содержание в первом случае, что может являться причиной более высокого уровня разрушения поверхности при работе трибоузла в такой трехкомпонентной смазке.

Этот вывод подтверждается результатами временных зависимостей интенсивности изнашивания I_h , рисунок 6, которые иллюстрируют колебательный характер процесса изнашивания в обеих средах, с характерными максимумами и минимумами величины I_h . При этом амплитуда и период колебаний величины I_h при испытаниях в смазке с загустителем оказываются большими.

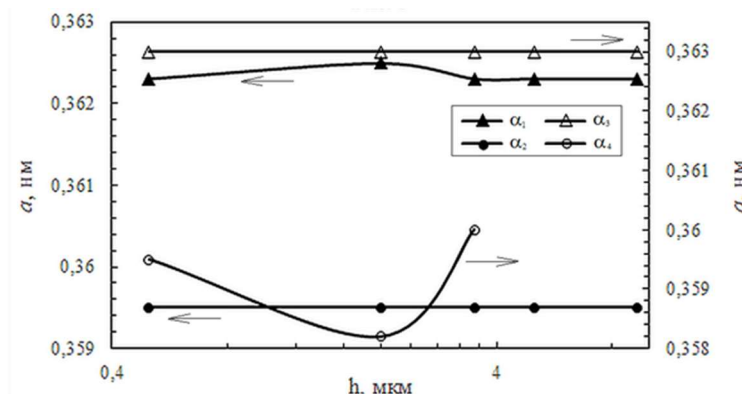


Рисунок 5 – Изменение периода кристаллической решетки α фаз α_1 – α_4 в поверхностном слое по его толщине h : α_1 , α_2 – испытания в среде М9С + ДЭБЯК; α_3 , α_4 – в среде М9С + ДЭБЯК + 12-LioSt

Таким образом, использование критериальных подходов, отражающих разные масштабно-иерархические уровни работы трибосистемы: макроскопический интегральный критерий – интенсивность изнашивания в сочетании с микроскопическими структурными критериями – физическим уширением рентгеновских линий (определяющее размеры микроблоков и уровень микронапряжений в деформированном металле), а также период кристаллической решетки (определяющий уровень макронапряжений в металлическом материале и его элементный состав) позволяет дать достаточно полную информативную оценку качества работы узлов трения.

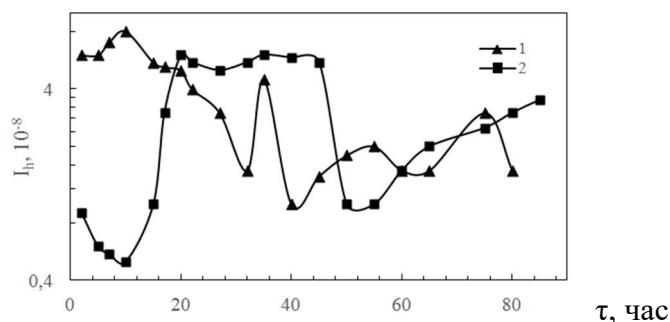


Рисунок 6 – Зависимость интенсивности изнашивания I_h бронзы БрА5 от времени испытания τ : 1 – смесь (М9С+ДЭБЯК); 2 – смесь (М9С+ДЭБЯК + 12-LioSt)

В заключение приведем пример комплексного критериального подхода к оценке работоспособности реальной пары трения хромированная сталь 30ХГСН2А – бронза БрАЖМц10–3–1,5 в смазке Атланта (ТУ 38–1011048-85), в состав которой входят смесь синтетического масла и эфира ДЭБЯК, 12-LioSt, а также металлические наполнители (свинец и оксид меди). Следует подчеркнуть, что оценка эффективности работы узла трения в рамках вышеупомянутого критериального подхода включает в первую очередь описание структурных характеристик конструкционного материала, который формирует эксплуатационный слой, определяющий уровень разрушения поверхности контакта. Поэтому к конструкционному материалу с позиций критериального подхода предъявляются определенные требования. В

[13] показано, что для алюминиевых бронз существует несколько вариантов формирования структуры износостойкого слоя: *I* – при малой концентрации алюминия (БрА5, БрА7) возможность реализации высокой износостойкости бронзы наиболее вероятна; *II* – для бронз типа БрАМц9– 2, БрАЖ9– 4 в зависимости от свойств смазочной среды возможно формирование трех альтернативных типов структуры зоны деформации: а) в виде неоднородного α – твердого раствора, когда условия самоорганизации износостойкого структурного состояния нарушаются; б) могут образоваться два кристаллографически изоструктурных α –твердых раствора, обеспечивающие создание предпосылок для возникновения износостойкой структуры; в) может сформироваться поверхностная пленка меди и подповерхностный неоднородный α – твердый раствор, что создает условия для реализации нестабильного режима трения; *III* – для высокопрочных бронз типа БрАЖМц10– 3– 1,5 и БрАЖН10– 4– 4 переход поверхностного слоя трибоматериала в износостойкое состояние осуществляется в два этапа: а) образование двух изоструктурных α –твердых растворов с одновременным вытеснением в приповерхностный подслой обогащенной медью фазы и б) последующее создание на его поверхности пластифицированной медной пленки.

В смазке Атланта проведены ресурсные стендовые испытания трех бронз по схеме вал (хромированная сталь 30ХГСН2А) – втулка (бронза) при давлении 70 МПа, таблица 2.

Таблица 2 –Механические характеристики [16] и износ алюминиевых бронз

Марка бронзы	Предел прочности при растяжении σ_B , кГ/мм ²	Относит. удлинение δ , %	Относит. сужение ψ , %	Твердость НВ, кГ/мм ²	Путь трения, м	Интенсивность изнашивания, мкм/м
БрА5	28	55	48	65	223,5	0,13
БрАЖМц 10–3–1,5	50	20	25	120	39,3	0,62
БрАЖН 10–4–4	65	77	12	180	14,6	0,41

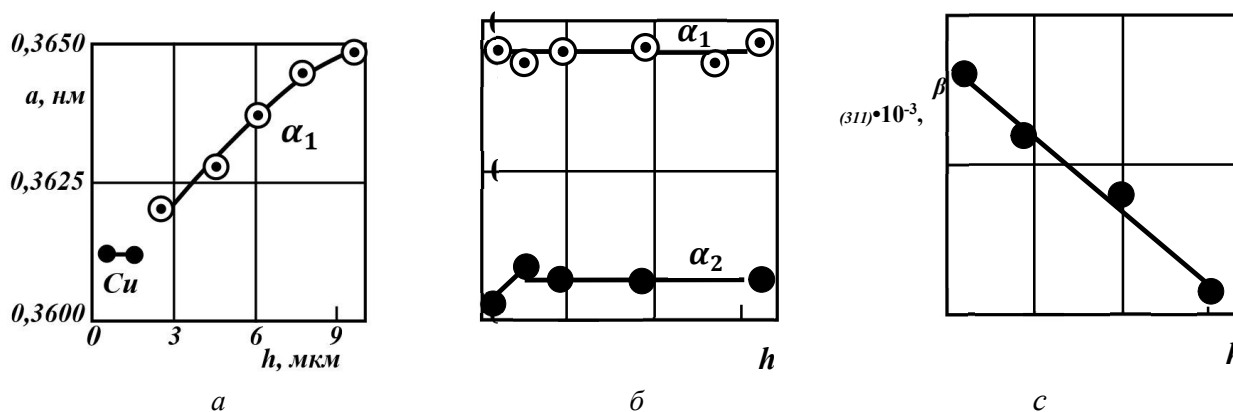


Рисунок 7 – Изменение периода кристаллической решетки a структурных составляющих бронзы по глубине зоны деформации h :

a – путь трения $L=20$ м; b – $L=60$ м; c – изменение физического уширения линий $\beta_{(311)}$ α_2 – фазы по глубине слоя после $L=130$ м

Приведенные данные показывают, что наиболее прочная бронза БрАЖН10– 4– 4 показала наименьшую долговечность, лучшими показателями обладает наиболее пластичная бронза БрА5. Она является гомогенным твердым раствором в широком концентрационном и температурном интервале, что является важным условием формирования износостойкой структуры [11,13]. В совокупности с триботехническими характеристиками проведено исследование структурного состояния поверхностного слоя бронзы БрАЖМц10– 3– 1,5, рисунок 7.

Рентгенограммы, полученные послойным сканированием зоны контактной деформации бронзы, регистрируют наличие следующих структурных составляющих: свинец, медь, фазы на основе α -твердого раствора Cu–Al (α_1 и α_2), оксиды типа PbCrO₄. Фазовый состав эксплуатационного слоя изменяется в зависимости от ресурсной наработки. После небольшого пути трения ($L = 20$ м) поверхностный слой состоит из пленок меди и свинца малой толщины, оседающих на поверхность трения из смазочного материала и формирующих площадь контакта, и обедненного легирующими элементами твердого раствора Cu–Al (α_1), рисунок 7а. С увеличением пути трения ($L = 20 - 60$ м) поверхностные слои состоят из металлического свинца, соединения PbCrO₄, формирующегося за счет массопереноса из смазки и сопряженного хромированного стального вала, и двух изоструктурных твердых растворов (α_1 и α_2) разного состава и с разными периодами кристаллических решеток ($\sim 0,363 - 0,364$ нм и $\sim 0,360 - 0,361$ нм соответственно), рисунок 7б. Дальнейшая наработка ресурса сопровождается формированием структурного состояния с увеличенной долей оксидов PbCrO₄ и фазы α_2 , обогащенной медью (ее количество достигает $\geq 90\%$ при $L = 100 - 130$ м). При этом в обогащенной медью фазе создается отрицательный градиент плотности дислокаций по глубине поверхностного слоя, рисунок 7с. По мере увеличения доли оксидов PbCrO₄ и плотности дислокаций на поверхности трения наблюдаются участки локального схватывания и разрушения. Пара трения достигает ресурса своей работоспособности при $L \approx 150$ м [17].

Таким образом, на основании рентгеноструктурного анализа приконтактной деформированной зоны алюминиевой бронзы при трении в смазке Атланта установлены следующие структурно-фазовые превращения, определяющие триботехнические характеристики сопряжения: формирование металлоплакирующей пленки свинца; восстановление меди из оксида Cu₂O и создание в совокупности со свинцом металлоплакирующей пленки; концентрационное расслоение бронзы и образование кристаллографически изоструктурных (т.е. с одинаковыми решетками Браве) твердых растворов Cu–Al, один из которых (α_2) является фазой с меньшим периодом a , и, следовательно, обогащен медью; формирование отрицательного градиента плотности дислокаций по толщине обогащенной медью фазы; массоперенос хрома, образование оксидов типа PbCrO₄ и рост их количества с увеличением пути трения (предельная объемная доля оксида, ограничивающая ресурс сопряжения, составляет 10%). Выявленные динамические структурные процессы в зоне трения и их связь с износом позволяют не только оценивать качество работы трибосопряжения, но и прогнозировать ресурс пары и пути его увеличения.

Заключение

При материаловедческом подходе к анализу взаимосвязи феноменологических критериев и характеристик структурно-фазового состояния поверхностных слоев металлов при трении следует обращаться к фундаментальным научно-методологическим представлениям о закономерностях работы узлов трения. Преимущества такого подхода обеспечивают технологическую оптимизацию структурного состояния трибоматериала в зоне контактного взаимодействия: двух конструкционных материалов и смазочной среды.

Всестороннюю оценку качества трибосопряжения можно получить, используя критериальные подходы, отражающие разные масштабные уровни работы трибосистемы. Это макроскопический интегральный критерий – интенсивность изнашивания, и микроскопические структурные критерии: плотность дислокаций, уровень микро- и макронапряжений в поверхностном деформированном слое металла. Анализ совокупности экспериментальных данных, соответствующих разным масштабным уровням работы трибосопряжения, целесообразно проводить с позиций выявления способов реализации положительного градиента механических свойств по глубине модифицированного слоя, определяющего оптимальный режим работы трибопары. Использование в смазочной среде поверхностно-активных составляющих является эффективным способом формирования устойчивого положительного градиента механических свойств, который реализуется благодаря эффекту адсорбционного пластифицирования (эффекту Ребиндера).

Анализ совокупности феноменологических и структурных критериев составляют методологическую основу выбора состава триады трения (конструкционных и смазочных материалов).

Автор выражает искреннюю благодарность к.ф.-м.н. В.И. Савенко за участие в постановке работы и обсуждение материалов

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Суслов А.Г. Качество поверхностного слоя деталей машин. М.: Машиностроение, 2000. 320 с.
2. Комбалов В.С. Влияние шероховатости на трение и износ. М.: Наука, 1974. 110 с.
3. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения. М.: Физико-математическое изд-во, 1963. 427 с.
4. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.
5. Щукин Е.Д., Савенко В.И., Малкин А.И. Лекции по физико-химической механике. М.: Нобель пресс. 2015. 680 с.
6. Савенко В.И., Щукин Е.Д. О соотношениях между феноменологическими и структурными критериями работы узлов трения // Трение и износ. 1987. Т. 8. № 4. С. 581-589.
7. Vegard L. Die Konstitution der Mischkristalle und die Raumfüllung der Atome. // Zeitschrift für Physik. 1921. V.5. P.17-26.
8. Савенко В.И. Роль эффекта Ребиндера в реализации режима безызносности в триботехнике // Эффект безызносности и триботехнологии, 1994. №3-4. С.26-38.
9. Алексеев Н.М. Новое о структурных особенностях изнашивания твердых тел // Трение и износ, 1989. Т.10. №3. С. 197- 205.
10. Савенко В.И., Щукин Е.Д. Об остаточных напряжениях, возникающих в упругопластичных материалах, деформированных в активных средах при кручении//Поверхность.1989. №8. С.129-135.
11. Рыбакова Л.М., Куксенова Л.И. Структура и износостойкость металла. М.: Машиностроение, 1982. 212 с.
12. Гегузин Я.Е. Восходящая диффузия и диффузионное последствие // УФН. 1986. Т.149. №1. С. 149-151.
13. Kuxsenova L.I., Savenco V.I. Physicochemical Tribomechanics of Antifriction Materials Operating in Heavy-Loaded Friction Pairs in Active Lubricating Media // Journal of Friction and Wear. 2023. V.44. No.6. P. 333-345.
14. Suh N.P. The delamination theory of wear //Wear, 1973. V.25. N1. P.111-124.
15. Громаковский Д.Г. Разрушение поверхностей при трении и разработка кинетической модели изнашивания // Вестник машиностроения. 2000. №1. С.3-9.
16. Смирягин А.П., Смирягина Н.А., Белова А.В. Промышленные цветные металлы и сплавы. Справочник. М.: Металлургия, 1974. 488 с.
17. Куксенова Л.И., Рыбакова Л.М., Вячеславова Л.А., Дякин С.И., Титов В.В., Филатова Т.П. Повышение работоспособности тяжело нагруженных пар трения скольжения вал-втулка при использовании смазки Атланта // Вестник машиностроения, 1988. №7. С.11-16.

Куксенова Лидия Ивановна

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (ИМАШ РАН)

Д.т.н., профессор, гл.научн.сотрудник

117624, Москва, ул.Скобелевская, д.20, кв.6

8-910-426-08-56

lkukc@mail.ru

L.I. KUKSENOVA

ANALYSIS OF THE RELATIONSHIP OF PHENOMENOLOGICAL CRITERIA AND CHARACTERISTICS OF THE STRUCTURAL - PHASE STATE OF SURFACE LAYERS OF METALS DURING FRICTION IN SURFACE ACTIVE LUBRICANTS

Abstract. From the standpoint of identifying ways to implement a positive gradient of mechanical properties along the depth of the modified layer, which determines the optimal operating mode of the tribocouple, the connection between phenomenological and structural criteria for the quality of the interface is analyzed. Examples of the use of a criterion approach based on an experimentally obtained set of data corresponding to different scale-analytical characteristics of the tribosystem are given. These include the macroscopic integral criterion—wear intensity I_h , which characterizes the level of surface destruction of the tribological material, and the two most informative fundamental parameters characterizing the microstructure of the surface layer of the material after tribological tests: physical broadening $\beta(hkl)$ of X-ray lines, which determines the average sizes of coherent scattering regions (microblocks) in the zone of X-ray irradiation of the material and the level of their microstrain in the crystal lattice of this zone (microstresses

of the second kind). Examples are given of assessing the quality of the tribocouple in various lubricating media containing surface-active components.

Keywords: friction, wear, structure, metals, surface-active media, Rehbinder effect.

BIBLIOGRAPHY

1. Suslov A.G. Kachestvo poverhnostnogo sloya detalej mashin. M.: Mashinostroenie, 2000. 320 s.
2. Kombalov V.S. Vliyaniye sherohovatosti na treniye i iznos. M.: Nauka, 1974. 110 s.
3. Ahmatov A.S. Molekulyarnaya fizika granichnogo treniya. M.: Fiziko-matematicheskoe izd-vo, 1963. 427 s.
4. Kragelskiy I.V., Dobychin M.N., Kombalov V.S. Osnovy raschetov na treniye i iznos. M.: Mashinostroenie, 1977. 526 s.
5. Shchukin E.D., Savenko V.I., Malkin A.I. Lekcii po fiziko-himicheskoy mekhanike. M.: Nobel press. 2015. 680 s.
6. Savenko V.I., Shchukin E.D. O sootnosheniyah mezhdru fenomenologicheskimi i strukturnymi kriteriyami raboty uzlov treniya // Treniye i iznos. 1987. T. 8. № 4. S. 581-589.
7. Vegard L. Die Konstitution der Mischkristalle und die Raumfüllung der Atome. // Zeitschrift für Physik. 1921. V.5. P.17-26.
8. Savenko V.I. Rol efekta Rebindera v realizacii rezhima bezyznosnosti v tribotekhnike // Effekt bezyznosnosti i tribotekhnologii, 1994. №3-4. S.26-38.
9. Alekseev N.M. Novoe o strukturnykh osobennostyakh iznashivaniya tverdykh tel // Treniye i iznos, 1989. T.10. №3. S. 197- 205.
10. Savenko V.I., Shchukin E.D. Ob ostatochnykh napryazheniyah, voznikayushchih v uprugoplastichnykh materialah, deformirovannykh v aktivnykh sredah pri kruchenii//Poverhnost.1989. №8. S.129-135.
11. Rybakova L.M., Kuksenova L.I. Struktura i iznosostojkost metalla. M.: Mashinostroenie, 1982. 212 s.
12. Geguzin Ya.E. Voskhodyashchaya diffuziya i diffuzionnoye posledeystvie // UFN. 1986. T.149. №1. S. 149-151.
13. Kuksenova L.I., Savenko V.I. Physicochemical Tribomechanics of Antifriction Materials Operating in Heavy-Loaded Friction Pairs in Active Lubricating Media // Journal of Friction and Wear. 2023. V.44. No.6. P. 333-345.
14. Suh N.P. The delamination theory of wear //Wear, 1973. V.25. N1. P.111-124.
15. Gromakovskiy D.G. Razrusheniye poverhnostey pri trenii i razrabotka kineticheskoy modeli iznashivaniya // Vestnik mashinostroeniya. 2000. №1. S.3-9.
16. Smiryagin A.P., Smiryagina N.A., Belova A.V. Promyshlennyye cvetnyye metally i splavy. Spravochnik. M.: Metallurgiya, 1974. 488 s.
17. Kuksenova L.I., Rybakova L.M., Vyacheslavova L.A., Dyakin S.I., Titov V.V., Filatova T.P. Povysheniye rabotospolsobnosti tyazhelonagruzhennykh par treniya skolzheniya val-vtulka pri ispolzovanii smazki Atlanta // Vestnik mashinostroeniya, 1988. №7. S.11-16.

Kuksenova Lidiya Ivanovna

Federal State Budgetary Institution of Science
Institute of Mechanical Engineering named after. A.A. Blagonravova
Russian Academy of Sciences (IMASH RAS)
Doctor of Technical Sciences, Professor, Chief Researcher
117624, Moscow, Skobelevskaya st., 20, apt. 6
8-910-426-08-56
lkukc@mail.ru

© Л.И. Куксенова, 2024

В.Ю. ЛАВРИНЕНКО, Т.Д. ЛУГАНЕНКО, А.С. АЙРАПЕТЯН

МОДЕРНИЗАЦИЯ ШТАМПОВОЧНОГО МОЛОТА МОДЕЛИ М102 С МАССОЙ ПАДАЮЩИХ ЧАСТЕЙ 10 Т ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БАБЫ МОЛОТА С НАПОЛНИТЕЛЕМ

Аннотация. В работе приведены предложения по модернизации штамповочного молота модели М102 с массой падающих частей 10 т. путем использования бабы молота с наполнителем в виде стальных шариков, обеспечивающей увеличение производительности работы молота, уменьшение удельного энергопотребления и удельного потребления сжатого воздуха на 6,85% в производственных условиях АО «Ступинская металлургическая компания».

Проведенные экспериментальные исследования процесса осадки заготовок на молоте позволили установить увеличение степени деформации заготовок из жаропрочного никелевого сплава ЭП708 ВД и конструкционной стали 30ХГСА в среднем на 11% при использовании бабы молота с наполнителем.

Разработанная компьютерная модель процесса ударного деформирования жаропрочных никелевых сплавов на молотах в программном комплексе QFORM с высокой сходимостью с экспериментальными данными (расхождение не более 0,9%) также рекомендована к использованию на АО «Ступинская металлургическая компания».

Ключевые слова: ковочные и штамповочные молоты, КПД ударного деформирования, баба молота с наполнителем, компьютерное моделирование в программе QForm.

Введение

Одними из основных способов изготовления заготовок деталей различных форм и размеров являютсяковка и горячая объемная штамповка на молотах, применение которых обеспечивает получение стабильного качества поковок, обладающих требуемыми механическими свойствами. В настоящее время более половины всех поковок различных форм и размеров, изготавливаемых в РФ на машиностроительных предприятиях, получены ковкой и штамповкой на молотах [1].

Эффективность ударного деформирования при ковке и горячей объемной штамповке на молотах определяют коэффициентом полезного действия (КПД) удара, который равен отношению работы пластической деформации заготовки к энергии падающих частей молота в начале удара.

Основным недостатком деформирования на молотах является низкий КПД удара вследствие возникновения при ударе больших сил и, вследствие этого, потерь энергии на упругую деформацию поковок и деталей молота, трение и колебания шабота и фундамента. Это снижает КПД работы всего молота и повышает расход энергии.

Одним из направлений совершенствования кузнечно-штамповочных молотов является увеличение продолжительности взаимодействия инструмента с заготовкой, позволяющее повысить КПД и производительность молота, снизить расход энергии и затраты на производство.

В результате ранее проведенных экспериментально-теоретических исследований процесса ударного деформирования на молотах была разработана конструкция бабы молота с наполнителем в виде стальных шариков, применение которой обеспечивает увеличение продолжительности удара (до 3 раз), увеличение интенсивности формоизменения и степени деформации заготовок (до 1,2 раз), снижению силы деформирования (до 1,3 раза) и увеличению работы пластической деформации и КПД удара (до 1,12 раза) по сравнению со стандартной бабой молота [2-5].

Предложенная конструкция бабы молота с наполнителем внедрена и успешно используется в настоящее время в производственных условиях кузнечного цеха АО «ММЗ «Авангард» для изготовления большой номенклатуры поковок из различных материалов (сталей 45 и 12Х2НВФА, титанового сплава ВТ-6 и др.) для производства ответственных деталей оборонного назначения. Установлено существенное повышение эффективности производства и уменьшение затрат на производство при снижении удельного энергопотребления, потреблении сжатого воздуха и экономии электроэнергии до 12% [4].

В настоящее время в АО «Ступинская металлургическая компания» (АО «СМК», г. Ступино) для производства широкой номенклатуры заготовок (поковок) ответственных деталей типа диск, вал и других сложнопрофильных изделий из жаропрочных никелевых сплавов и специальных сталей применяют паровоздушные штамповочные молоты с массами

падающих частей 10, 13 и 16 т, имеющие низкий КПД и производительность, а также повышенный расход энергии.

Вместе с тем, в настоящее время отсутствуют результаты экспериментальных исследований процесса ударного деформирования заготовок из жаропрочных никелевых сплавов и некоторых специальных конструкционных сталей при использовании бабы молота с наполнителем, обеспечивающей целенаправленное увеличение продолжительности ударного взаимодействия инструмента и заготовки, что затрудняет разработку и внедрение рекомендаций по использованию бабы с наполнителем в производственных условиях АО «СМК».

В связи с этим целью данной работы являлось повышение энергоэффективности работы штамповочного молота модели М102 с массой падающих частей 10 т для АО «СМК» путем использования бабы молота с наполнителем в виде стальных шариков.

Основная часть

Было проведено исследование процесса осадки образцов из жаропрочного никелевого сплава ЭП708 ВД на лабораторной копровой установке со стандартной бабой молота (копра) и с бабой молота (копра) наполнителем (рисунок 1).

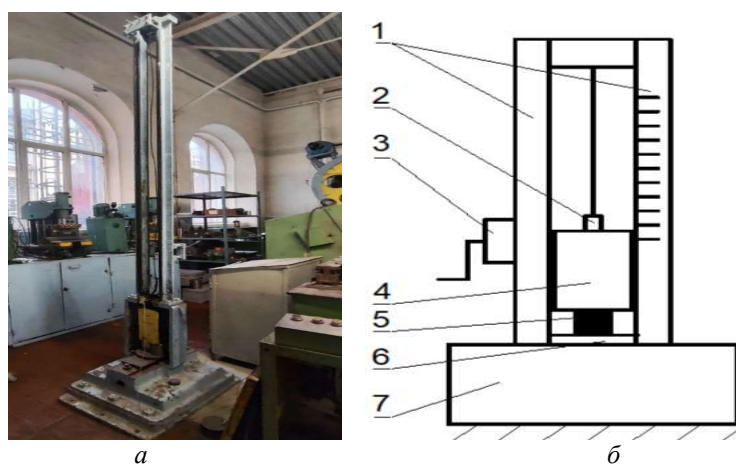


Рисунок 1 – Фотография (а) и эскиз (б) лабораторной установки:

1-стойки копра, 2-устройство захвата бабы, 3-устройство подъема бабы, 4-баба, 5-заготовка, 6-нижний боек, 7-основание

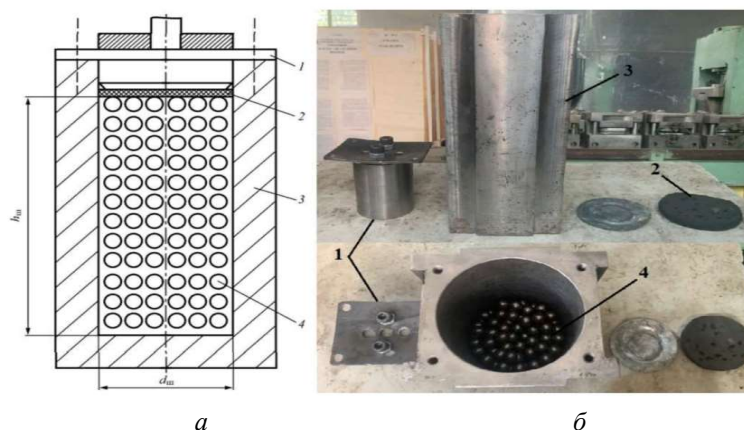


Рисунок 2 – Эскиз (а) и фотография (б) бабы молота (копра) с наполнителем в виде стальных шариков:

1-крышка, 2-упругая прокладка, 3-корпус, 4-наполнитель

Масса стандартной бабы молота (копра) составила 22,4 кг.

Для проведения экспериментальных исследований также использовали бабу молота (копра) с наполнителем в виде стальных шариков (рисунок 2), общая масса которой также составила 22,4 кг. При этом масса корпуса бабы составила 15 кг, масса наполнителя (стальных шариков диаметром 12 мм) – 4,4 кг, масса крышки – 3 кг.

Высота сбрасывания стандартной бабы молота (копра) и бабы молота (копра) с наполнителем была одинаковой и составила 2 м.

Эскиз и фотография используемых цилиндрических образцов из сплава ЭП708 ВД приведены на рисунке 3.

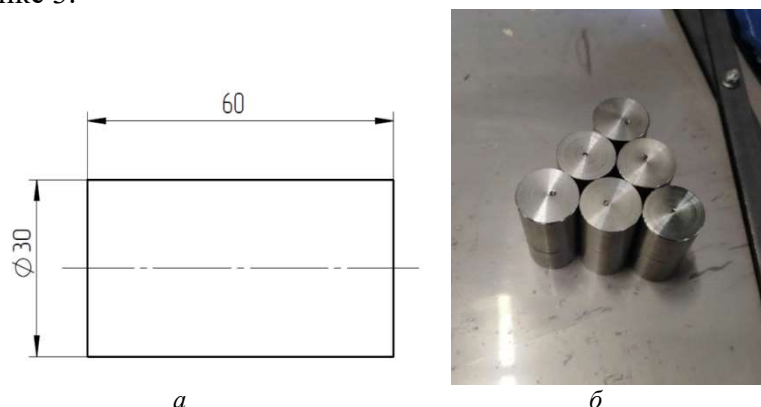


Рисунок 3 – Эскиз (а) и фотография (б) образцов из сплава ЭП708ВД

Было проведено 2 группы экспериментов по осадке образцов: по 3 шт. – осадка стандартной бабой молота (копра), по 3 шт. – осадка бабой молота (копра) с наполнителем.

Исходные образцы перед осадкой нагревали до температуры 1170°C в муфельной печи, после каждого удара также проводили подогрев образцов до данной температуры.

В таблице 1 приведены основные результаты экспериментальных исследований процесса осадки заготовок из сплава ЭП708 ВД стандартной бабой молота (копра) и бабой молота (копра) с наполнителем.

Таблица 1 - Результаты осадки заготовок из сплава ЭП708 ВД стандартной бабой молота и бабой молота (копра) с наполнителем

№ удара	Среднее значение степени деформации после осадки ε , %	
	Осадка стандартной бабой	Осадка бабой с наполнителем
1	1,22	1,99
2	3,49	6,15
3	7,03	7,64
4	9,97	11,13
5	14,0	15,45

При этом можно отметить увеличение степени деформации образцов после осадки на каждом ударе в среднем на 11% при использовании бабы молота (копра) с наполнителем.

Далее было проведено компьютерное моделирование процесса горячего деформирования заготовок из жаропрочного сплава ЭП708ВД в программном комплексе «QForm». Данная программа хорошо зарекомендовала себя в качестве практичной и удобной САМ-САЕ системы. С помощью данного ПО можно смоделировать практически все процессы обработки давлением (включая характеристики микроструктуры, динамическое распределения температур и т.д.).

Для компьютерного моделирования уже поставленного эксперимента необходимо создать оборудование с теми же энерго-силовыми параметрами, что и у копра. Данные корректировались исходя из значений степени деформации при осадке на копре (молоте) со стандартной бабой. После нескольких итерационных расчётов удалось добиться хорошей сходимости значения степени деформации на последнем 5-м ударе. Получившиеся после итерационных расчётов параметры оборудования приведены ниже (рисунок 4).

Геометрия заготовок, как и геометрия инструмента были заранее спроектированы в формате векторной графики DXF в ПО Solidworks с рассчитанными ранее габаритными размерами осаживаемых образцов.

Рассматриваемую задачу можно считать 2D осесимметричной, т.к. заготовка и инструмент являются телами вращения. Как и в реальном эксперименте зададим условно неизменную температуру заготовок. Т.е. предположим, что после того, как заготовку вынули из муфельной печи, она остаётся на воздухе порядка 5 секунд. Во время эксперимента заготовка находилась на воздухе значительно меньшее количество времени, но этот интервал позволяет учесть охлаждение заготовки в боях копра (молота).

Тип привода
Молот

Направление движения
0 0 -1

Энергия удара
1.025 кДж

Масса инструмента 1
0.0224 тонн

Масса инструмента 2. Только для бесшаботного молота
0 тонн

Жесткость
100 МН/мм

Коэффициент линейных потерь
0.1 кДж/МН

Постоянные потери
0 кДж

Рисунок 4 – Параметры молота в QForm

Из базы данных материалов программы QForm был выбран материал, наиболее близкий по составу сплаву ЭП708 ВД – сплав ХН62ВМКЮ (рисунок 5). Это необходимо для определения кривых деформирования заготовки, плотности, модулей упругости и других параметров материала заготовки, участвующих в расчете.

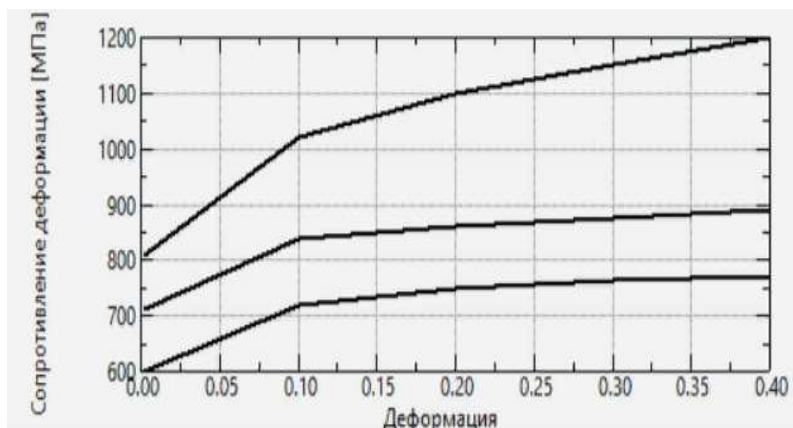


Рисунок 5 – Кривые деформирования жаропрочного сплава ХН62ВМКЮ при различных температурах

Главной сложностью компьютерного моделирования было создание модели оборудования, учитывающей изменения процесса деформирования заготовки при осадке на копре (молоте) с модернизированной бабой с наполнителем в виде стальных шариков.

Для создания математической модели бабы молота с наполнителем в виде стальных шариков провели изменение КПД ударного деформирования (КПД удара). Для молота со стандартной бабой величина КПД удара равна 70%. После многочисленных итераций было определено, что изменение КПД ударного деформирования на 9% даёт высокую сходимость по 5-му удару с экспериментальными данными. Тогда для молота с бабой с наполнителем КПД ударного деформирования было установлено равным 79% (рисунок 6).

Результаты компьютерного моделирования осадки цилиндрических заготовок на копре (молоте) со стандартной и бабой с наполнителем представлены в таблице 2.

В результате анализа полученных данных установлено, что степень деформации при использовании бабы молота (копра) с наполнителем увеличивается в среднем на 12% по сравнению с использованием стандартной бабы молота.

В результате проведенного сравнения результатов экспериментальной осадки и компьютерного моделирования была установлена достаточно высокая сходимость полученных данных (рисунки 7,8) при использовании стандартной бабы молота (копра) и бабы молота (копра) с наполнителем.

При этом расхождение значений степеней деформации для стандартной бабы копра (молота) не превышает 2,4%, для бабы копра (молота) с наполнителем – не более 1,6%.

Далее была проведена разработка конструкции бабы с наполнителем молота модели М102 с массой падающих частей 10 т, используемого в настоящее время на АО «СМК».

Было рассмотрено 3 варианта расположения отверстий для размещения наполнителя в виде стальных шариков в бабе молота:

- 1 вариант: 6 отверстий в корпусе бабы молота (рисунок 9, а);
- 2 вариант: 10 отверстий в корпусе бабы молота (рисунок 9, б);
- 3 вариант: 14 отверстий в корпусе бабы молота (рисунок 9, в).

При этом были рассчитаны основные параметры наполнителя бабы молота в виде стальных шариков:

$G = 10447$ кг – Масса падающих частей молота М102 (по экспериментальным данным АО «СМК»);

$\rho_{40\text{ХН}} = 7820$ кг./м.³ – Плотность материала бабы молота (по ГОСТ 4543-2016);

$\rho_{\text{ШХ15}} = 7815$ кг./м.³ – Плотность материала наполнителя (по ГОСТ 801-78);

Согласно рекомендациям, масса одного шарика $m_{1\text{ш}}$ наполнителя из стали ШХ15 должна соответствовать уравнению:

$$m_{1\text{ш}} \leq G \cdot K_{1\text{м}},$$

где $K_{1\text{м}} = 280 \cdot 10^{-6}$ – отношение массы одного шарика, засыпаемого в бабу, к массе падающих частей молота. Тогда получаем массу одного шарика:

$$m_{1\text{ш}} \leq G \cdot K_{1\text{м}}, m_{1\text{ш}} = 10447 \text{ кг} \cdot 280 \cdot 10^{-6} = 2,92 \text{ кг}$$

Удар	Охлаждение на воздухе [с]	Охлаждение в инструменте [с]	Процент энергии [%]
1	5	5	70

Стандарт.

Удар	Предварительное охлаждение на воздухе [с]	Предварительное охлаждение в инструменте [с]	Процент энергии [%]
1	5	5	79

С наполнителем

Рисунок 6 – Задание КПД ударного деформирования молота со стандартной бабой и бабой с наполнителем

Таблица 2 - Результаты компьютерного моделирования процесса осадки заготовок из сплава ЭП708 ВД стандартной бабой молота и бабой молота (копра) с наполнителем

№ удара	Среднее значение степени деформации после осадки ε , %	
	Осадка стандартной бабой	Осадка бабой с наполнителем
1	3,45	3,92
2	6,40	7,22
3	9,00	10,08
4	11,38	12,73
5	13,62	15,20

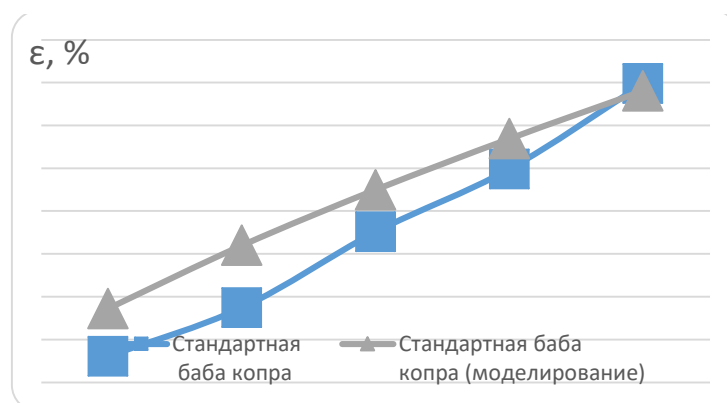


Рисунок 7 – Значения степени деформации при осадке стандартной бабой молота (копра): эксперимент и моделирование

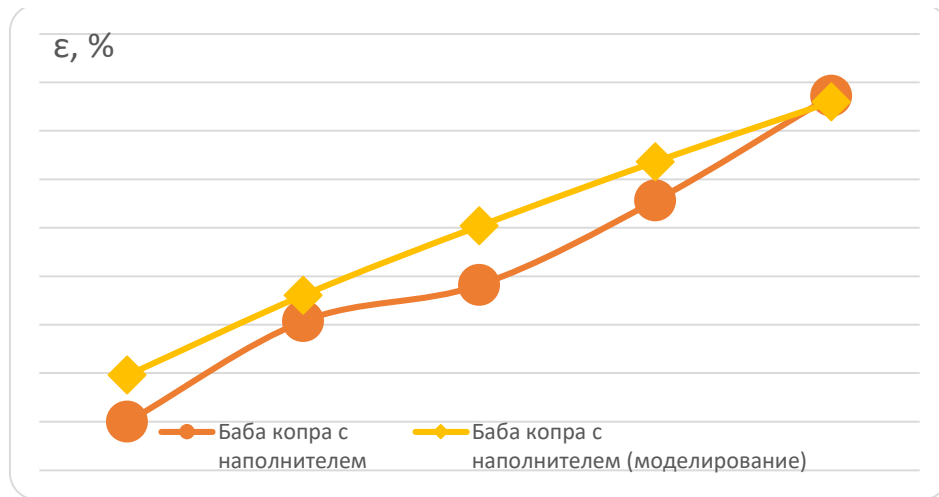


Рисунок 8 – Значения степени деформации при осадке бабой молота (копра) с наполнителем: эксперимент и моделирование

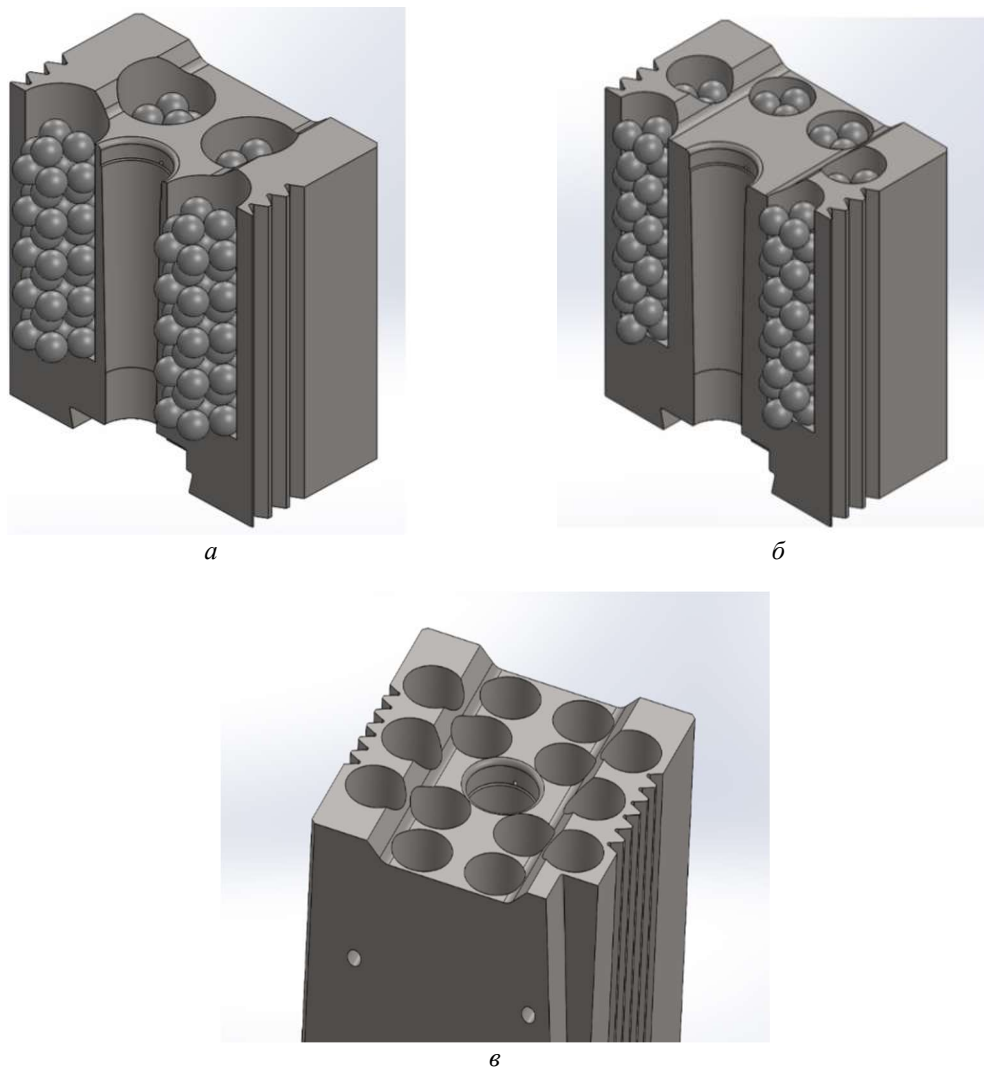


Рисунок 9 – Рассмотренные варианты расположения отверстий для размещения наполнителя в виде стальных шариков в бабе молота M102

Зная плотность материала наполнителя и его форму, вычислим диаметр шариков:

$$m_{1ш} = \rho_{ШХ15} \cdot V_{шара} = \rho_{ШХ15} \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_{шара}}{2}\right)^3 = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot \rho_{ШХ15} \cdot (D_{шара})^3, \text{ тогда}$$

$$D_{\text{шара}} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot m_{1\text{ш}}}{\rho_{\text{ШХ15}} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 2,92}{7815 \cdot \pi}} = 0,0894\text{м} = 89,4\text{мм}$$

Выберем из сортамента по ГОСТ 3722-2014 шарик с близким по значению диаметром. Наиболее подходящий диаметр – $88,9^{+0,2}_{-0,2}\text{мм}$.

Рассчитаем массу всего наполнителя (всех шариков) m_{Σ} :

$$m_{\Sigma} \leq G \cdot K_{\text{м}} = 1776 \text{ кг},$$

где $K_{\text{м}} = 0,17$ – отношение массы наполнителя к массе падающих частей.

Рассчитаем объём, занимаемый наполнителем без учета его формы, т.е. без пустот:

$$V_{\Sigma} = \frac{G \cdot K_{\text{м}}}{\rho_{\text{ШХ15}}},$$

Рассчитаем объём наполнителя с учётом пустот в полости под него. Для этого воспользуемся коэффициентом заполняемости пространства $\xi = 0,7$ (для шариков больших диаметров). Тогда объём всех полостей под шарики $V_{\text{пол}}$ будет равен:

$$V_{\text{пол}} = \frac{V_{\Sigma}}{\xi} = \frac{G \cdot K_{\text{м}}}{\rho_{\text{ШХ15}} \cdot \xi} = \frac{10447 \cdot 0,17}{7815 \cdot 0,7} = 0,3246\text{м}^3$$

Для проведения прочностного расчёта были созданы трехмерные модели всех падающих частей данного молота – верхний боёк, баба, шток, поршень (рисунок 10).

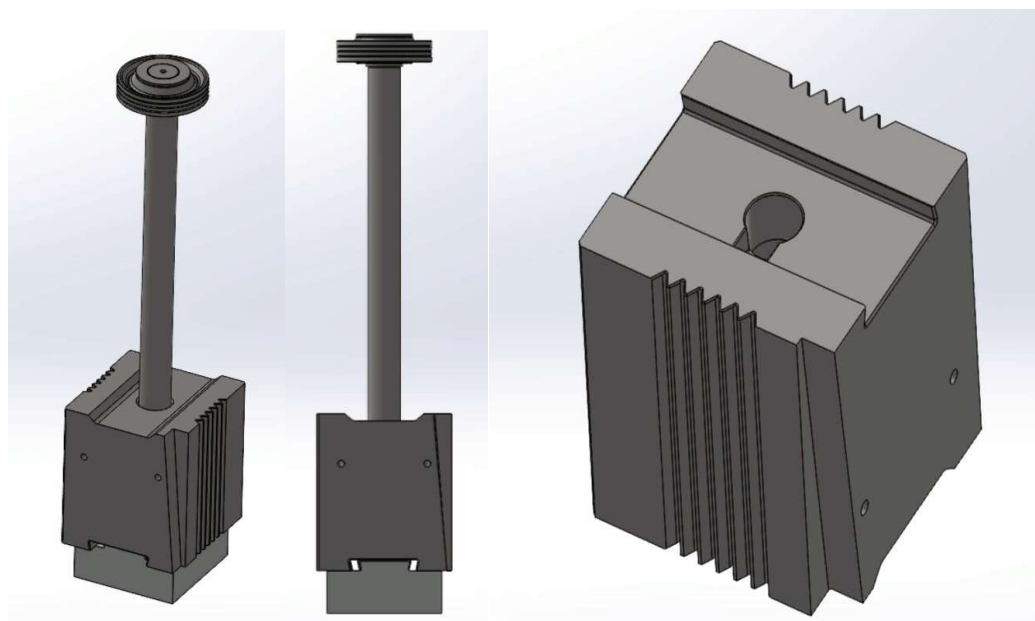


Рисунок 10 – Трехмерные модели падающих частей молота M102

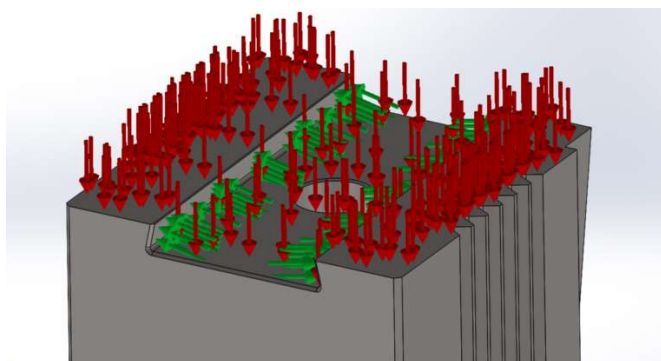


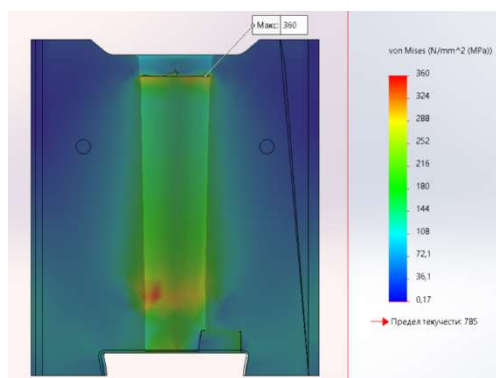
Рисунок 11 – Распределение нагрузки в пазе «ласточкин хвост»: красный цвет – 18 МН, зеленый цвет – 3,74 МН

Кроме этого, была определена наибольшая сила $F_{\text{max}} = 18\text{МН}$, которая возникает в процессе деформирования типовой поковки на молоте M102 (по данным АО «СМК») - поковки детали «Рычаг».

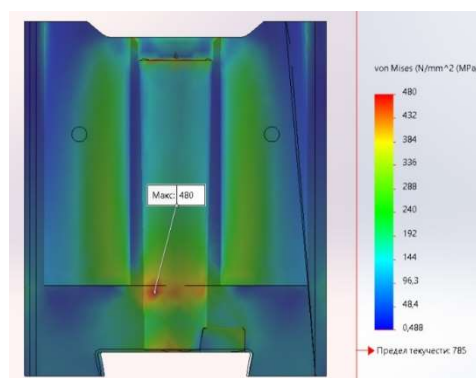
Необходимо заметить, что проведенный прочностной расчет - статический, в действительности же баба молота подвергается динамическим нагрузкам. Но из-за того, что для статического расчёта была принята максимальная по величине сила, возникающая в течение всего технологического процесса, необходимость в учёте специальных динамических коэффициентов запаса отпадает. Подобные параметры используются для приближения расчётных условий к реальным, в данном расчёте можно считать, что нагрузки уже учитывают все необходимые величины.

На рисунке 11 приведена схема приложения нагрузки на бабу молота при проведении прочностного расчета.

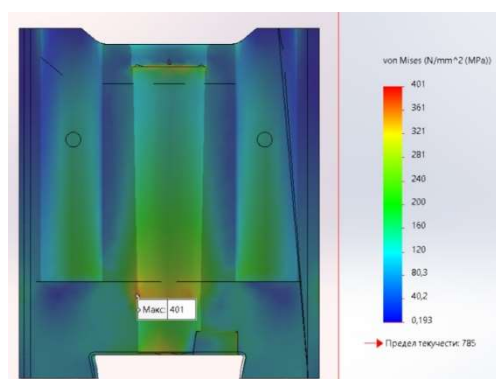
Расчёт проводился в программе Solidworks Simulation для стандартной бабы молота (рисунок 12, а) и бабы молота с наполнителем с 6 отверстиями (рисунок 12, б), 10 отверстиями (рисунок 12, в) и 10 отверстиями с фасками (рисунок 12, г). Материал бабы молота – сталь 40ХН.



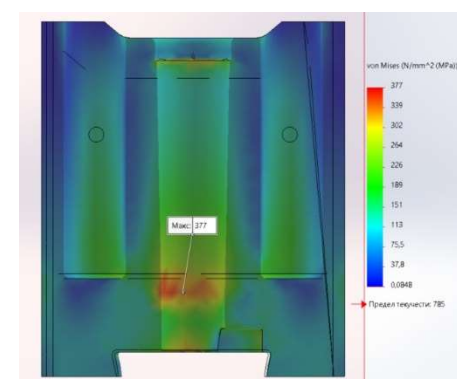
максимальные напряжения 360 МПа
 $K_3 = 2,18$
а



максимальные напряжения 480 МПа
 $K_3 = 1,64$
б



максимальные напряжения 401 МПа
 $K_3 = 1,96$
в



максимальные напряжения 377 МПа
 $K_3 = 2,08$
г

Рисунок 12 – Результаты прочностного расчета стандартной бабы молота и бабы молота с наполнителем (максимальные напряжения по Мизесу и коэффициент запаса прочности K_3)

В результате расчётов была установлена наиболее рациональная конструкция бабы молота с наполнителем с 10 отверстиями с фасками, которая является практически равнопрочной стандартной бабе молота, коэффициент запаса прочности $K_3 = 2,08$ и $K_3 = 2,18$ соответственно.

Далее был проведен расчёт основных технико-экономических показателей предлагаемой модернизации бабы штамповочного молота модели М102 для АО «СМК» на примере операции осадки исходной заготовки:

- производительность молота;
- удельное энергопотребление молота;
- удельное потребление сжатого воздуха.

Производительность молота Q - отношение массы поковок, изготавливаемых на данном молоте, к единице времени. Данная величина зависит от массы одной поковки $M_{\text{пок}}$, её

сложности и подведённой к поковке мощности. Все эти параметры учитываются в норму штучного времени $T_{ш}$, которая регламентируется соответствующими нормативами.

В штучное время входят:

- основное время T_o , мин. При ковке определяется как произведение времени одного удара на их количество. Влияние марки материала учитывают поправочным коэффициентом K_1 ;

- вспомогательное время T_b , мин. Является совокупностью времён, необходимых на выполнение отдельных приёмов вспомогательной работы с учетом возможных перекрытий (загрузка, выгрузка деталей, установка заготовок и т.д.);

- время на обслуживание рабочего места, отдых и личные надобности (вычисляется в процентах от оперативного времени);

- подготовительно-заключительное время. Используется для получения производственного задания, инструктажа и т.д.

Расчет производительности молота проводили по формуле:

$$Q = \frac{M_{пок} \cdot 60}{T_{ш}},$$

где $M_{пок} = 59\,104$ кг. – масса поковки;

$T_{ш}$ – штучное время для поковки, мин.

Норму штучного времени на горячую штамповку определяли по формуле:

$$T_{ш} = (T_o + T_b) \cdot K,$$

где T_o – основное время в мин.;

T_b – вспомогательное время в мин.

$K=1,35$ – коэффициент, учитывающий организационно-техническое обслуживание, перерыв на отдых и личные надобности (выбирается в зависимости от массы падающих частей молота).

Для определения оперативного времени работы использованы фактические данные, полученные от АО «СМК». При этом было рассчитано оперативное время как для работы оператора на стандартном молоте, так и на модернизированном. Разница в оперативном времени будет заключаться в количестве ударов, необходимых для деформации заготовки на необходимую величину. Для стандартного молота число ударов $n_1=20$, для модернизированного молота – $n_2=16$, продолжительность удара – 0,03 мин. Эти величины были получены при моделировании осадки заготовки в QForm.

Исходная заготовка – цилиндр диаметром 250 мм. и высотой – 270 мм. Материал – сталь 30ХГСА (плотность $\rho = 7850$ кг/м³). Заготовку осаживали до высоты 150 мм. (рисунок 14).

Масса заготовки, необходимая для определения оперативного времени кузнеца-штамповщика:

$$m = \rho \cdot V = \rho \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h = 7850 \cdot \frac{\pi \cdot 0,25^2}{4} \cdot 0,27 = 104 \text{ кг.}$$

Рассчитав основное и вспомогательное время, определили штучное время:

$$T_{ш}^1 = (T_o^1 + T_b) \cdot K = (0,6 + 1,25) \cdot 1,35 = 2,50 \text{ мин}$$

$$T_{ш}^2 = (T_o^2 + T_b) \cdot K = (0,48 + 1,25) \cdot 1,35 = 2,34 \text{ мин}$$

где $T_{ш}^1=2,50$ мин. – штучное время поковки, обрабатываемой на стандартном молоте;

$T_o^1=0,6$ мин. – основное время для поковки на стандартном молоте;

$T_{ш}^2=2,34$ мин. – штучное время поковки, обрабатываемой на модернизированном молоте;

$T_o^2=0,48$ мин. – основное время для поковки на модернизированном молоте;

$T_b=1,25$ мин. – вспомогательное время, одинаково для стандартного и модернизированного молота.

В таблице 3 приведены результаты расчета оперативного времени работы кузнеца – штамповщика.

Зная штучное время, рассчитаем производительность стандартного и модернизированного молотов:

$$Q_1 = \frac{M_{пок} \cdot 60}{T_{ш}^1} = \frac{104 \cdot 60}{2,50} = 2496 \text{ кг./ч}$$

$$Q_2 = \frac{M_{пок} \cdot 60}{T_{ш}^2} = \frac{104 \cdot 60}{2,34} = 2667 \text{ кг./ч}$$

$$\Delta Q = \left(1 - \frac{Q_2}{Q_1}\right) \cdot 100 = 6,85\%$$

Таким образом, производительность модернизированного молота выше стандартного на 6,85%.

Расчёт удельного энергопотребления молота.

Удар	Предварительное охлаждение на воздухе [с]	Предварительное охлаждение в инструменте [с]	Процент энергии [%]
*			70
1	30	10	70
2	1	1	70
3	1	1	70
4	1	1	70
5	1	1	70
6	1	1	70
7	1	1	70
8	1	1	70
9	1	1	70
10	1	1	70
11	1	1	70
12	1	1	70
13	1	1	70
14	1	1	70
15	1	1	70
16	1	1	70
17	1	1	70
18	1	1	70
19	1	1	70
20	1	1	70

а

Удар	Предварительное охлаждение на воздухе [с]	Предварительное охлаждение в инструменте [с]	Процент энергии [%]
*			79
1	30	10	79
2	1	1	79
3	1	1	79
4	1	1	79
5	1	1	79
6	1	1	79
7	1	1	79
8	1	1	79
9	1	1	79
10	1	1	79
11	1	1	79
12	1	1	79
13	1	1	79
14	1	1	79
15	1	1	79
16	1	1	79

б

Рисунок 14 – Задание необходимого количества ударов при осадке в QFORM:

а – на молоте со стандартной бабой; б – на молоте с бабой с наполнителем

Таблица 3 - Оперативное время работы кузнеца - штамповщика

№ п/п	Содержание работы	Учитываемый фактор	Повторяемость приемов	Время в мин.	
				основное Т _о [*]	вспомогательное Т _в
Оперативное время кузнеца-штамповщика					
1	Взять заготовку клещами, установить на боёк	Масса заготовки 59 кг.	1	-	0,75
2	Ковать заготовку	Молот с массой падающих частей 10 т	20	Ковка стандартной бабой: 0,03*20=0,6 Ковка бабой с наполнителем: 0,03*16=0,48	-
			16		
5	Вынуть поковку из рабочей зоны молота	Масса поковки 4 кг	1	-	0,5
7	Итого:			Ковка стандартной бабой: 0,83 Ковка бабой с наполнителем: 0,73	1,25

Удельное энергопотребление молотов рассчитывается по формуле:

$$K_3 = \frac{N \cdot K_{дв} \cdot K_{дм}}{\eta_{дв} \cdot Q},$$

где $N = 75$ кВт. – мощность электродвигателя компрессора;
 $K_{дв} = 0,7$ – коэффициент загрузки двигателя по времени;
 $K_{дм} = 0,82$ – коэффициент загрузки двигателя по мощности;
 $\eta_{дв} = 0,65$ – КПД электродвигателя.

Удельное энергопотребление для стандартного K_3^1 и модернизированного K_3^2 молотов:

$$K_3^1 = \frac{N \cdot K_{дв} \cdot K_{дм}}{\eta_{дв} \cdot Q_1} = \frac{75 \cdot 0,7 \cdot 0,82}{0,65 \cdot 2496} = 0,0265 \text{ кВтч/кг}$$

$$K_3^2 = \frac{N \cdot K_{дв} \cdot K_{дм}}{\eta_{дв} \cdot Q_2} = \frac{75 \cdot 0,7 \cdot 0,82}{0,65 \cdot 2667} = 0,0248 \text{ кВтч/кг}$$

Экономия электроэнергии составила:

$$\Delta E = \left(1 - \frac{K_3^2}{K_3^1}\right) \cdot 100 = 6,85\%$$

Таким образом, потребление энергии сократится на 6,85%.

Расчёт удельного потребления сжатого воздуха производили по формуле:

$$K_{эв} = \frac{q_v}{Q},$$

где $q_v = 1050 \text{ м}^3/\text{ч}$ – производительность компрессора (давление 6-7 атм.).

Аналогично вычислили удельное потребление сжатого воздуха для стандартного и модернизированного молотов:

$$K_{эв}^1 = \frac{q_v}{Q_1} = \frac{1050}{2496} = 0,421$$

$$K_{эв}^2 = \frac{q_v}{Q_2} = \frac{1050}{2667} = 0,394$$

Таким образом, снижение потребления сжатого воздуха при использовании модернизированной бабы молота с наполнителем составит 6,85%.

Заключение

1. В результате проведенных экспериментальных исследований процесса ударного деформирования заготовок из жаропрочного никелевого сплава ЭП708 ВД на молоте (копре) в условиях целенаправленного увеличения продолжительности взаимодействия инструмента с заготовкой было установлено увеличение степени деформации заготовок на 11% при использовании бабы молота с наполнителем по сравнению со стандартной бабой молота.

2. Результаты проведенного компьютерного моделирования процесса ударного деформирования заготовок жаропрочного никелевого сплава ЭП708 ВД стандартной бабой молота и бабой молота с наполнителем в программном комплексе QFORM показали высокую сходимость (расхождение не более 1-2%) с экспериментальными данными.

3. Проведенный прочностной расчет позволил определить наиболее рациональную конструкцию бабы молота с наполнителем (10 отверстий в корпусе бабы молота), обладающей практически равной прочностью по сравнению со стандартной бабой молота (коэффициент запаса $K = 2,18$ для стандартной бабы молота, $K = 2,08$ – для бабы молота с наполнителем).

4. В результате проведенной работы была разработана конструкция бабы с наполнителем штамповочного молота модели М102 с массой падающих частей 10 т для АО «СМК», обеспечивающая повышение энергоэффективности работы молота: повышение производительности работы молота, уменьшение удельного энергопотребления удельного потребления сжатого воздуха в среднем на 6,5 – 7,0% по сравнению со стандартной бабой молота.

Разработанная конструкция бабы с наполнителем молота была предложена на АО «СМК» и в настоящее время проходит техническую экспертизу на предприятии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ковка и штамповка: справочник. Материалы и нагрев. Оборудование. Ковка / под общ. ред. Семенов Е.И. М.: Машиностроение, 2010. Т.1. 717 с.
2. Лавриненко В.Ю. Расчет технологических процессов ковки на молотах при деформировании бабой молота с наполнителем: монография. М.: МГИУ, 2013. 98 с.

3. Лавриненко, В. Ю. Применение бабы молота с наполнителем для модернизации штамповочного молота с массой падающих частей 1000 кг / В. Ю. Лавриненко, В. П. Чекалов, Т. Х. Аюпов // Заготовительные производства в машиностроении. 2018. Т. 16, №1. С. 21-24..

4. Лавриненко, В. Ю. Промышленные испытания бабы с наполнителем штамповочного молота / В. Ю. Лавриненко, Т. Х. Аюпов // Заготовительные производства в машиностроении. 2020. Т. 18, № 1. С. 19-22.

5. Лавриненко В.Ю. Проектирование технологических процессовковки на молотах при деформировании бабой молота с наполнителем. Учебное пособие. М.: Инновационное машиностроение, 2020. 120 с.

Лавриненко Владислав Юрьевич
МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва
Д.т.н, доцент, заведующий кафедрой
«Технологии обработки материалов»
105005, г. Москва, улица 2-я
Бауманская, д. 5, стр. 1
E-mail: vlavrinenko@bmstu.ru

Луганенко Тихон Дмитриевич
МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва
Студент 4-го курса кафедры
«Технологии обработки
материалов»
105005, г. Москва, улица 2-я
Бауманская, д. 5, стр. 1
E-mail: tlugan04@list.ru

**Айрапетян Армен
Саакович**
МГТУ им. Н.Э. Баумана, г.
Москва
К.т.н, доцент кафедры
«Технологии обработки
материалов»
105005, г. Москва, улица 2-я
Бауманская, д. 5, стр. 1
E-mail: asayr@mail.ru

V.Y. LAVRINENKO, T.D. LUGANENKO, A.S. AYRAPETYAN

IMPROVING THE ENERGY EFFICIENCY OF THE PUNCHING HAMMER MODEL M102 WITH A MASS OF FALLING PARTS OF 10 TONS FOR JSC «SMK»

Abstract. The paper presents proposals for the modernization of the stamping hammer of the M102 model with a mass of falling parts of 10 tons by using a hammer head with a filler in the form of steel balls, which provides an increase in the productivity of the hammer, a decrease in specific energy consumption and specific consumption of compressed air by 6.85% in the production conditions of JSC "SMK". The conducted experimental studies of the process of precipitation of workpieces on a hammer allowed us to establish an increase in the degree of deformation of workpieces made of heat-resistant nickel alloy EP708 VD and construction steel 30HGSA by an average of 11% when using a hammer head with filler. The developed computer model of the impact deformation process of heat-resistant nickel alloys on hammers in the QFORM software package with high convergence with experimental data (a discrepancy of no more than 0.9%) is also recommended for use at JSC "SMK".

Keywords: forging and stamping hammers, impact deformation efficiency, hammer head with filler, computer modeling in the QForm program.

BIBLIOGRAPHY

1. Kovka i shtampovka: spravochnik. Materialy i nagrev. Oborudovanie. Kovka / pod obshch. red. Semenov E.I. M.: Mashinostroenie, 2010. T.1. 717 s.

2. Lavrinenko V.YU. Raschet tekhnologicheskikh processov kovki na molotakh pri deformirovanii baboj molota s napolnitelem: monografiya. M.: MGIU, 2013. 98 s.

3. Lavrinenko, V. YU. Primenenie baby molota s napolnitelem dlya modernizatsii shtampovochного molota s massoj padayushchikh chastey 1000 kg / V. YU. Lavrinenko, V. P. Chekalov, T. KH. Ayupov // Zagotovitelnye proizvodstva v mashinostroenii. 2018. T. 16, №1. S. 21-24..

4. Lavrinenko, V. YU. Promyshlennyye ispytaniya baby s napolnitelem shtampovochного molota / V. YU. Lavrinenko, T. KH. Ayupov // Zagotovitelnye proizvodstva v mashinostroenii. 2020. T. 18, № 1. S. 19-22.

5. Lavrinenko V.YU. Proektirovaniye tekhnologicheskikh processov kovki na molotakh pri deformirovanii baboj molota s napolnitelem. Uchebnoye posobie. M.: Innovacionnoye mashinostroenie, 2020. 120 s.

Vladislav Lavrinenko
Bauman Moscow State Technical
University
Doctor of Tech. Science, Head of
Department «Technology of material
working»
105005, Moscow, 2-ya Baumanskaya,
5/1
E-mail: vlavrinenko@bmstu.ru

Tikhon Luganenko
Bauman Moscow State Technical
University
Student of Department «Technology
of material working»
105005, Moscow, 2-ya Baumanskaya,
5/1
E-mail: tlugan04@list.ru

Armen Ayrapetyan
Bauman Moscow State
Technical University
Candidate if Tech. Science,
Docent of Department
«Technology of material
working»
105005, Moscow, 2-ya
Baumanskaya, 5/1
E-mail: asayr@mail.ru

© В.Ю. Лавриненко, Т.Д. Луганенко, А.С. Айрапетян, 2024

И.Е. ЛЮМИНАРСКИЙ, С.Е. ЛЮМИНАРСКИЙ, Е.С. ЛЮМИНАРСКАЯ

ЧАСТОТНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПОГРЕШНОСТИ ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Аннотация. Кинематическая погрешность является важнейшей характеристикой волновой зубчатой передачи (ВЗП). Проведенные к настоящему времени исследования показывают зависимость кинематической погрешности таких передач от частоты вращения генератора волн. Однако математических моделей, описывающих указанную зависимость, предложено недостаточно. В статье рассмотрена математическая модель определения частотной характеристики (ЧХ) кинематической погрешности ВЗП. Приведены результаты расчетного определения ЧХ волновой зубчатой передачи с кулачковым генератором волн. Выявлено, что периодическое изменение взаимного расположения тел качения, кулачка и вектора погрешности установки кулачка приводит к появлению резонансных частот. Расчетным путем показано значительное влияние динамических процессов, вызванных погрешностью установки кулачка, на кинематическую погрешность.

Ключевые слова: волновая зубчатая передача, кинематическая погрешность, гибкое колесо, жесткое колесо, частотная характеристика.

Введение

Качественные показатели работы современных электромеханических приборов в значительной степени определяются точностью передаточных механизмов. Волновые зубчатые передачи нашли широкое применение в высокоточных приводах станков, грузоподъемных машин, роботов, оптических телескопов и различных систем управления. Благодаря многозонности и многопарности зубчатого зацепления эти передачи имеют высокую кинематическую точность, малый мертвый ход, небольшие габариты и большую нагрузочную способность.

Исследованию кинематической погрешности (КП) волновых зубчатых передач посвящены работы [1-9] и др. В имеющихся методиках теоретического определения кинематической погрешности деформация элементов волновой передачи и многопарность зацепления учитываются приближенно расчетно-экспериментальными методами. Для уточненного теоретического определения КП волновой передачи на этапе проектирования необходимо проводить расчет упругого взаимодействия её элементов.

Кинематическая погрешность ВЗП определяется при медленном вращении кулачка и, следовательно, не учитывает динамические процессы, протекающие в передаче. Экспериментальные и расчетные исследования [2,8,9] показывают, что динамико-кинематическая погрешность ВЗП зависит от частоты вращения генератора волн. Собственная частота крутильных колебаний выходного вала ВЗП может совпасть с частотой кинематического возбуждения, вызванного деформацией деталей передачи и погрешностями их изготовления. В этом случае возможно резонансное увеличение динамико-кинематической погрешности.

Постановка задачи

Целью работы являются разработка уточненной математической модели определения кинематической и динамико-кинематической погрешностей ВЗП, количественная оценка основных составляющих кинематической погрешности, определение резонансных частот вращения ВЗП с кулачковым генератором волн.

Математическая модель

Объектом исследования является ВЗП с кулачковым генератором волн и неподвижным гибким колесом (рисунок 1). В предлагаемой математической модели учитываются упругие деформации жесткого колеса (ЖК), гибкого колеса (ГК), гибкого подшипника (ГП), входного вала и его опор. При определении динамико-кинематической погрешности учитывается только инерция поворота ЖК вокруг оси выходного вала. Инерция генератора волн, ГК и поступательного перемещения ЖК не учитываются. При определении динамико-кинематической погрешности ВЗП задается равномерное вращение кулачка h .

На кинематическую погрешность значительное влияние оказывает деформация элементов ВЗП. Поэтому для определения кинематической погрешности выполняется расчет упругого взаимодействия основных элементов передачи [6,7]. Методика проведения такого расчета рассмотрена в [7].

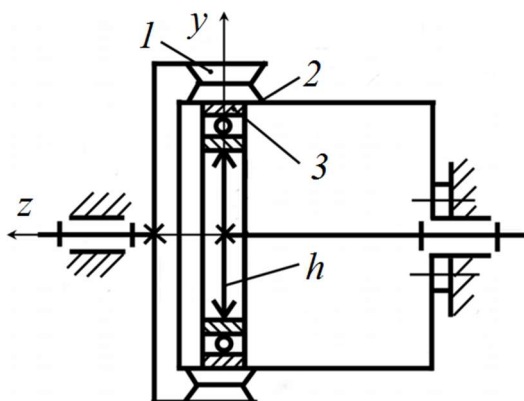


Рисунок 1 - Схема ВЗП с кулачковым генератором и неподвижным жестким колесом:
1 - ЖК; 2 - ГК; 3 - гибкий подшипник; h - кулачок

Причины, вызывающие кинематическую погрешность ВЗП

В работах [5-7] выявлены основные причины кинематической погрешности волновой зубчатой передачи. Первая причина связана с деформацией ГК телами качения ГП, искажающей эвольвентный характер зацепления. Погрешность, вызванную этой причиной, называют собственной кинематической погрешностью. Такая погрешность появляется даже при абсолютно точном изготовлении всех деталей. Вторая причина вызвана погрешностью изготовления и установки кулачка. Третья причина вызвана погрешностью изготовления зубчатых колес из-за имеющейся кинематической погрешности цепи деления зубообрабатывающего станка.

Погрешность установки кулачка является векторной величиной, характеризующейся числовым значением и направлением. Эта погрешность имеет две составляющие. У первой составляющей вектор погрешности \vec{e}_h^g неподвижен, а у второй составляющей вектор погрешности \vec{e}_h^h вращается вместе с жестким колесом. Вектор \vec{e}_h^g вызывает кинематическую погрешность передачи, изменяющуюся с частотой вращения кулачка. Вектор \vec{e}_h^h вызывает кинематическую погрешность передачи, изменяющуюся с частотой, равной разности угловых скоростей генератора волн и жесткого колеса.

На рисунке 2 представлена зависимость наибольшей кинематической погрешности ВЗП-80 от радиального смещения кулачка \vec{e}_h^g при различных значениях момента сопротивления M_C .

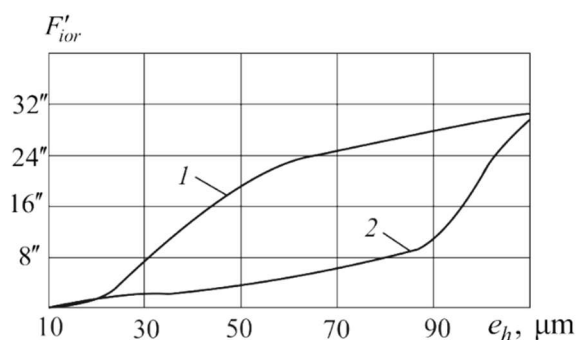


Рисунок 2 - Наибольшая кинематическая погрешность ВЗП-80:
1 - $M_C = 1$ Нм; 2 - $M_C = 100$ Нм

Динамико-кинематическая погрешность ВЗП

В рассматриваемой динамической модели учитываются упругие деформации ЖК, ГК, ГП и погрешность установки кулачка \vec{e}_h^g .

Дифференциальное уравнение, описывающее упругие угловые колебания выходного вала, имеет вид

$$J_b \cdot \frac{d^2 \delta \varphi_b}{dt^2} = M_{BG}(\varphi_h, \delta \varphi_b) - M_C - b \cdot \frac{d \delta \varphi_b}{dt}, \quad (1)$$

где J_b – момент инерции жесткого колеса и нагрузки; $M_C = const$ – момент сопротивления, действующий на выходное звено; $M_{BG}(\varphi_h, \delta \varphi_b)$ – момент, действующий на жесткое колесо со стороны гибкого колеса; b – коэффициент сопротивления; $\delta \varphi_b = \varphi_b - \varphi_h / u$ – упругое отклонение угла поворота ведомого ЖК от номинального значения; u – передаточное отношение ВЗП; φ_h – угол поворота кулачка.

Момент $M_{BG}(\varphi_h, \delta \varphi_b)$ определяется расчетным путем с использованием пространственной математической модели ВЗП [7]. Момент M_{BG} вычисляется при различных значениях φ_h и $\delta \varphi_b$. По найденным значениям M_{BG} с помощью сплайн-интерполяции строится функция $M_{BG}(\varphi_h, \delta \varphi_b)$. Изменение внутреннего момента $M_{BG}(\varphi_h, \delta \varphi_b)$ вызывает параметрические колебания системы, которые описываются дифференциальным уравнением (1).

Коэффициент сопротивления, входящий в уравнение (1), вычисляется по формуле [9]

$$b = \frac{1}{2} \psi \cdot \sqrt{k \cdot J_b},$$

где k – крутильная жесткость ВЗП; $\psi = 0.2$ – коэффициент поглощения.

Поворот вектора погрешности \vec{e}_h^g на угол $\varphi_e = -\varphi_h$ приводит к изменению угла поворота ведомого жесткого колеса. Размах изменения угла поворота ЖК определяет наибольшую динамико-кинематическую погрешность ВЗП ($\delta \varphi_{b\max} = \delta \varphi_{b\max} - \delta \varphi_{b\min}$).

По предложенной методике были проведены численные исследования ВЗП (рисунок 1) со следующими параметрами: число зубьев ГК $z_g = 150$; число зубьев ЖК $z_b = 152$; модуль зацепления $m = 0,8$ мм; число тел качения в ГП $N = 24$; начальная радиальная деформация гибкого колеса $W_0 = 1,2m$. Погрешность установки кулачка $e_h = 60$ мкм. Момент инерции выходного звена $J_b = 0,225$ кг·м².

На рисунке 3 приведена частотная характеристика наибольшей динамико-кинематической погрешности ВЗП при $M_C = 400$ Нм в рабочем диапазоне частот 60..120 рад/с.

Расчеты показали, что зависимость $M_{BG}(\varphi_h, \delta \varphi_b)$ от угла поворота кулачка φ_h имеет две гармонические составляющие. Первая составляющая вызвана периодическим изменением положения тел качения ГП относительно большой оси кулачка. Частота этой гармоники

$$\omega^{(1)} = |\omega_c - \omega_h| \cdot N \approx 13,99 \cdot \omega_h,$$

где ω_c – угловая скорость сепаратора ГП; ω_h – угловая скорость генератора волн; N – количество тел качения.

Вторая гармоническая составляющая вызвана периодическим изменением расположения вектора погрешности \vec{e}_h^g относительно большой оси кулачка. Частота этой

гармоники $\omega^{(2)} = 2 \cdot \omega_h$, так как за один оборот генератора волн направление \vec{e}_h^g дважды совпадает с направлением большой оси кулачка.

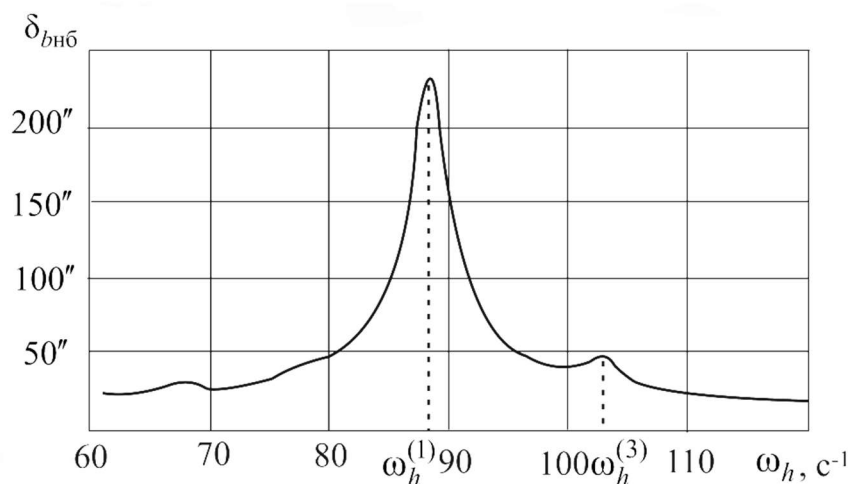


Рисунок 3 - Частотная характеристика наибольшей динамико-кинематической погрешности ВЗП

Описанный характер изменения M_{BG} при вращении кулачка вызывает появление двух резонансных частот вращения генератора. Первая резонансная частота $\omega_h^{(1)}$ соответствует первой гармонике изменения момента M_{BG} . Приравнявая частоту $\omega^{(1)}$ к собственной частоте

крутильных колебаний выходного вала $\sqrt{\frac{k}{J_p}}$, получим

$$\omega_h^{(1)} = \frac{1}{13,99} \sqrt{\frac{k}{J_b}}.$$

Вторая резонансная частота $\omega_h^{(2)}$ соответствует второй гармонике изменения момента M_{BG}

$$\omega_h^{(2)} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{k}{J_b}}. \quad (2)$$

Для рассматриваемой волновой передачи $\omega_h^{(1)} = 88$, $\omega_h^{(2)} = 615$.

Максимум частотной характеристики наибольшей динамико-кинематической погрешности ВЗП (рисунок 3) соответствует первой резонансной частоте $\omega_h^{(1)}$. Вторая резонансная частота $\omega_h^{(2)}$ не входит в рабочий диапазон частот.

Локальный максимум на частоте 103 с^{-1} (рисунок 3) вызван периодическим прохождением линии действия вектора погрешности \vec{e}_h^g через центр тел качения гибкого подшипника.

Выводы

1. Основными причинами кинематической погрешности волновых передач являются: деформация гибкого колеса телами качения гибкого подшипника; погрешность установки кулачка; погрешность изготовления зубчатых колес.

2. Предложена методика расчетного определения частотной характеристики наибольшей кинематической погрешности ВЗП с кулачковым генератором волн.

3. Путем показано, что частотная характеристика наибольшей кинематической погрешности волновой зубчатой передачи имеет несколько резонансных частот вращения кулачка.

4. Резонансные частоты обусловлены периодическим изменением расположения тел качения относительно большой оси кулачка и вектора погрешности установки кулачка \vec{e}_h^g

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Истомин, С.Н. Кинематическая точность приборных волновых передач / С.Н. Истомин. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
2. Попов, П.К. Математическая модель процесса возникновения кинематической ошибки в волновой зубчатой передаче / П.К. Попов, А.Ф. Фирсанов, С.А. Шувалов // Труды МВТУ. Прочность и надежность деталей машин. – 1978. – №287. – С. 50–55.
3. Полетучий, А.И. Теория и конструирование высокоэффективных волновых зубчатых механизмов / А.И. Полетучий. – Харьков: изд. НАКУ “ХАИ” им. М. Жуковского, 2005. – 675 с.
4. Янгуюлов, В.С. Кинематическая погрешность волновой передачи промежуточными телами качения / В.С. Янгуюлов // Известия Томского политехнического университета. Математика и механика : Физика. – 2009. – Т. 314, N 2. – С. 49–543.
5. Фурсяк, Ф.И. Анализ действующих погрешностей волновой зубчатой передачи / Ф.И. Фурсяк // Труды МВТУ. – 1981. – №352. – вып.9. – С. 50–55.
6. Люминарский, И.Е. Собственная кинематическая погрешность волновой зубчатой передачи / И.Е. Люминарский // Машиностроение и инженерное образование. – 2008. – №2. – С. 53–56.
7. Люминарский, С.Е. Теоретические исследования кинематической погрешности волновой зубчатой передачи / С.Е. Люминарский, И.Е. Люминарский // Известия вузов. Серия “Машиностроение”. – 2014. – №3. – С.8–14.
8. Клыпин, А.В. Расчет кинематической погрешности волновой зубчатой передачи на ЭВМ / А.В. Клыпин, П.К. Попов, А.Ф. Фирсаев, А.Ф. Емельянов // Вестник машиностроения. – 1985. – №11. – С. 9–12.
9. Штриплинг, Л.О. Расчет точности работы зубчатых передач и приводов на их основе в реальных условиях эксплуатации / Л.О. Штриплинг // Дис. ... д-ра техн. наук. – Москва. – 1998. – 241 с.

Люминарский Игорь Евгеньевич
ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»
Доктор технических наук, профессор
«Теория механизмов и машин»
105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., 5, стр. 1
Тел. (905) 508-92-14
E-mail: lie260@mail.ru

Люминарский Станислав Евгеньевич
ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»
Кандидат технических наук, доцент
«Теория механизмов и машин»
105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., 5, стр. 1
Тел. (905) 508-92-14
E-mail: katjstas@mail.ru

Люминарская Екатерина Станиславовна
ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»
Кандидат технических наук, доцент
«Электротехника и промышленная электроника»
105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., 5, стр. 1
Тел. (905) 508-92-14
E-mail: luyminarskaja.caterina@yandex.ru

I.E. LUMINARSKY, S.E. LUMINARSKY, E.S. LUMINARSKAYA

FREQUENCY RESPONSE OF THE KINEMATIC ERROR OF THE WAVE GEAR

Annotation. The kinematic error is the most important characteristic of a wave gear train (VZP). Studies conducted to date show the dependence of the kinematic error of such transmissions on the frequency of rotation of the wave generator. However, not enough mathematical models describing this dependence have been proposed. The article considers a mathematical model for determining the frequency response (CH) of the kinematic error of the VZP. The results of the calculated determination of the frequency response of a wave gear with a cam wave generator are presented. It is revealed that the periodic change in the relative position of the rolling elements, the cam and the error vector of the cam installation leads to the appearance of resonant frequencies. A significant influence of dynamic processes caused by the cam installation error on the kinematic error is shown by calculation.

Keywords: *wave gear, kinematic error, flexible wheel, rigid wheel, frequency response*

BIBLIOGRAPHY

1. Istomin, S.N. Kinematic accuracy of instrument wave transmissions / S.N. Istomin. – M.: Mashinostroenie, 1987. – 160 p.
2. Popov, P.K. A mathematical model of the process of kinematic error occurrence in a wave gear transmission / P.K. Popov, A.F. Firsanov, S.A. Shuvalov // Proceedings of the MVTU. Strength and reliability of machine parts. – 1978. – No.287. – pp. 50-55.
3. Poletuchy, A.I. Theory and design of highly efficient wave gear mechanisms / A.I. Poletuchy. – Kharkiv: Publishing house of the National Academy of Sciences “KHAI” named after M. Zhukovsky, 2005. – 675 p.
4. Yangulov, V.S. Kinematic error of wave transmission by intermediate rolling bodies / V.S. Yangulov // Izvestiya Tomsk Polytechnic University. Mathematics and Mechanics : Physics. - 2009. – Vol. 314, N 2. – pp. 49-543.
5. Fursyak, F.I. Analysis of the operating errors of the wave gear transmission / F.I. Fursyak // Proceedings of the MVTU. – 1981. – №352. – issue 9. – pp. 50-55.
6. Luminarsky, I.E. Proper kinematic error of a wave gear transmission / I.E. Luminarsky // Mechanical engineering and engineering education. - 2008. – No. 2. – pp. 53-56.
7. Luminarsky, S.E. Theoretical studies of the kinematic error of a wave gear transmission / S.E. Luminarsky, I.E. Luminarsky // News of universities. The series “Mechanical Engineering”. - 2014. – No.3. – pp.8-14.
8. Klypin, A.V. Calculation of the kinematic error of a wave gear transmission on a computer / A.V. Klypin, P.K. Popov, A.F. Firsanov, A.F. Yemelyanov // Bulletin of Mechanical Engineering. - 1985. – No. 11. – pp. 9-12.
9. Stripling, L.O. Calculation of the accuracy of gears and drives based on them in real operating conditions / L.O. Stripling // Dis. ... Doctor of Technical Sciences. – Moscow. - 1998. – 241 p.

Luyminarsky Igor Evgenievich
Bauman Moscow State
Technical University (National
Research University)
Doctor of Technical Sciences,
Professor "Theory of
mechanisms and machines"
105005, Moscow, 2nd
Baumanskaya str., 5, p. 1
Tel. (905) 508-92-14
E-mail: lie260@mail.ru

Luyminarsky Stanislav Evgenievich
Bauman Moscow State Technical
University (National Research
University)
Candidate of Technical Sciences,
Associate Professor "Theory of
Mechanisms and Machines"
105005, Moscow, 2nd Bauman str.,
5, p. 1
Tel. (905) 508-92-14
E-mail: katjstas@mail.ru

Luyminarskaja Ekaterina Stanislavovna
Bauman Moscow State Technical
University (National Research University)
Candidate of Technical Sciences, Associate
Professor of Electrical Engineering and
Industrial Electronics 105005, Moscow, 2nd
Bauman str., 5, p. 1
Tel. (905) 508-92-14
E-mail: luyminarskaja.caterina@yandex.ru

© И.Е. Люминарский, С.Е. Люминарский, Е.С. Люминарская, 2024

Е.А. ПОЛОЖЕНЦЕВА, Р. Р. КИНЗЯБУЛАТОВ, А.А. МУХАМЕДЗЯНОВА

ВЛИЯНИЕ ФУНКЦИОНАЛИЗАЦИИ МАГНИТНЫХ НАНОСТЕРЖНЕЙ ОКСИДА ЖЕЛЕЗА Fe_3O_4 НА СВОЙСТВА ИХ ДИСПЕРСИЙ В ЖИДКОМ КРИСТАЛЛЕ 4-ЦИАНО-4-ПЕНТИЛБИФЕНИЛА

Аннотация. Алкилированием по Фриделю-Крафтсу проведена функционализация молекулами 4-циано-4-пентилбифенила магнитных наностержней оксида железа. Получены дисперсии функционализированных магнитных наностержней оксида железа в нематическом жидком кристалле 4-циано-4-пентилбифениле. Экспериментально доказано, что дисперсии функционализированных наноманитных частиц в жидком кристалле 4-циано-4-пентилбифенила более устойчивы по сравнению с дисперсиями нефункционализированных магнитных стержней оксида железа.

Ключевые слова. Магнитные наностержни, жидкие кристаллы, жидкокристаллические коллоиды, ферромагнитные наночастицы, функционализация магнитных наночастиц, седиментационная устойчивость, дисперсность наночастиц.

Для переориентации жидкокристаллических (ЖК) молекул обычно используют электрическое поле, однако, в настоящее время большой интерес вызывают ЖК системы, свойствами которых можно управлять через магнитное поле. Поскольку реакция молекул ЖК на магнитное поле довольно слабая [1], для увеличения чувствительности в ЖК молекулы добавляют ферромагнитные частицы [2,3]. Однако введение чужеродных частиц в ЖК матрицу представляет собой сложную задачу, из-за процессов агрегации [4,5]. Целью настоящей работы было создание стабильной дисперсии ферромагнитных частиц в ЖК. Основной стратегией было подобрать наночастицы, совместимые по размерам и форме с молекулами ЖК, и также модифицировать их поверхность для увеличения степени сродства с молекулами ЖК.

Общие концепции стабилизации магнитных наночастиц (МНЧ) в изотропных «хозяевах» нельзя просто перенести на ЖК. Для увеличения радиуса электро-/стерического отталкивания в феррожидкостях поверхность МНЧ покрывают поверхностно-активными веществами (ПАВ), например, олеиновой кислотой. В случае нематических ЖК, взаимодействие ПАВ с поверхностью МНЧ и ЖК необходимо специально настраивать таким образом, чтобы нарушение порядка ЖК в близости от частиц было сведено к минимуму. Наиболее очевидный путь такой «настройки» - модификация частиц самими молекулами ЖК. Это может быть достигнуто с помощью (про)мезогенных лигандов. Их роль заключается не только в стерическом отталкивании за счет большого объема исключения, но и в сглаживании нарушения локального директора ЖК на границе раздела МНЧ-ЖК [6]. Следовательно, чтобы предотвратить агрегацию МНЧ и разделение фаз, поверхность МНЧ нужно рассматривать на молекулярном уровне, а взаимодействие частицы с матрицей должно быть специально адаптировано использованием подходящих лигандов.

В работе использовали наиболее распространенный на практике жидкий кристалл 4-циано-4-пентилбифенил (5ЦБ) (таблица 1) и магнитные наностержни, покрытые олеиновой кислотой, синтезированные в лаборатории физики твердого тела ИФМК УфИЦ РАН (таблица 2).

Таблица 1 - Характеристика жидкого кристалла 4-циано-4-пентилбифенила

Физико-химические свойства	Значение
Внешний вид	Мутно-белая жидкость
Молекулярная масса	249,357 е.м.
Растворимость	в воде нерастворим
Плотность при 20 ° С, г/мл	1,022

Для наблюдения оптических текстур в жидкокристаллических ячейках и изучения оптических характеристик ЖК использовали поляризационно-оптический микроскоп

AxioImager с видеокамерой VX-44 (PCO, Германия) с разрешением 720x576 пикселей. Полученные экспериментальные данные оцифровывали с помощью фрейм-граббера Pinnacle USB-700 (Pinnacle System, Германия). Для регистрации статических изображений применяли цветная CCD-камера AxioCamMRc (макс. разрешение 1388x1040 пс). Увеличение микроскопа от 50× до 2000×.

Таблица 2 - Характеристика магнитных наностержней

Показатель	Значение
Средняя плотность	5,18 г/см ³
Средняя длина	50-300 нм

Инфракрасные спектры поглощения регистрировали с помощью спектрометра Tensor 37 (Bruker, Germany) в диапазоне волновых чисел 500-3700 см⁻¹ с разрешением 4 см⁻¹. Для подготовки проб использовали метод прессования образца в таблетки с бромидом калия галогенидами щелочных металлов

С целью создания устойчивой смеси функционализированных молекулами жидкого кристалла 4-циано-4-пентилбифенила магнитных наностержней оксида железа в нематическом жидком кристалле 4-циано-4-пентилбифенила были проведены эксперименты по функционализации покрытых олеиновой кислотой магнитных наностержней оксида железа Fe₃O₄ методами этерификации.

Функционализацию магнитных наностержней оксида железа Fe₃O₄ этерификацией проводили в два этапа. На первом этапе МНЧ окисляли смесью этилацетата, ацетонитрила и водного раствора периодата натрия с последующим промыванием слабым раствором HCl. На втором этапе проводили функционализацию окисленных МНЧ смесью DCC, DMAP, жидкого кристалла в дихлорметане [7]. Из литературы известно, что модификация МНЧ методом этерификации протекает по схеме, изображенной на рисунке 1.

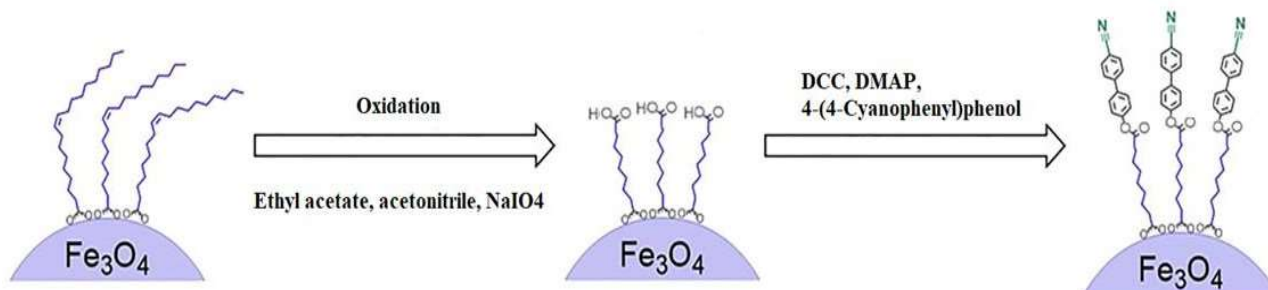


Рисунок 1 - Схема модификации МНЧ (про)мезогенными лигандами методом этерификации

Для подтверждения функционализации поверхности МНЧ (про)мезогенными лигандами был снят ИК-спектр образца модифицированных МНЧ (рисунок 2). Из анализа ИК-спектра обработанных наностержней оксида железа следует, что функционализация МНЧ (про)мезогенными лигандами не прошла: обнаружены пики в области 2845-2960 см⁻¹, свидетельствующие о наличии в структуре алкильных фрагментов (деформационные колебания в области 1472 см⁻¹), зарегистрированы полосы поглощения карбоксильных групп (широкая полоса ковалентных колебаний гидроксильной группы в области 3330-3567 см⁻¹, полоса валентных колебаний C=O группы в области 1652 см⁻¹) и полоса поглощения в области 600-700 см⁻¹, соответствующая полосам поглощения Fe₃O₄, однако отсутствовала полоса поглощения в области 2250 см⁻¹, соответствующей полосе поглощения -CN группы. Такой результат возможно вызван затрудненным из-за стерического фактора подходом к МНЧ молекулы жидкого кристалла.

Поэтому решено было модифицировать магнитные стержни оксида железа алкилированием по Фриделю-Крафтсу. Для этого к наномангнитным стержням оксида железа, покрытым олеиновой кислотой, добавляли жидкий кристалл 5-ЦБ в гексане с использованием

в качестве катализатора бромид алюминия AlBr_3 . Смесь нагревали до 60°C и выдерживали в течение восьми часов при перемешивании на магнитной мешалке. Затем полученную смесь охлаждали и промывали ацетоном [8].

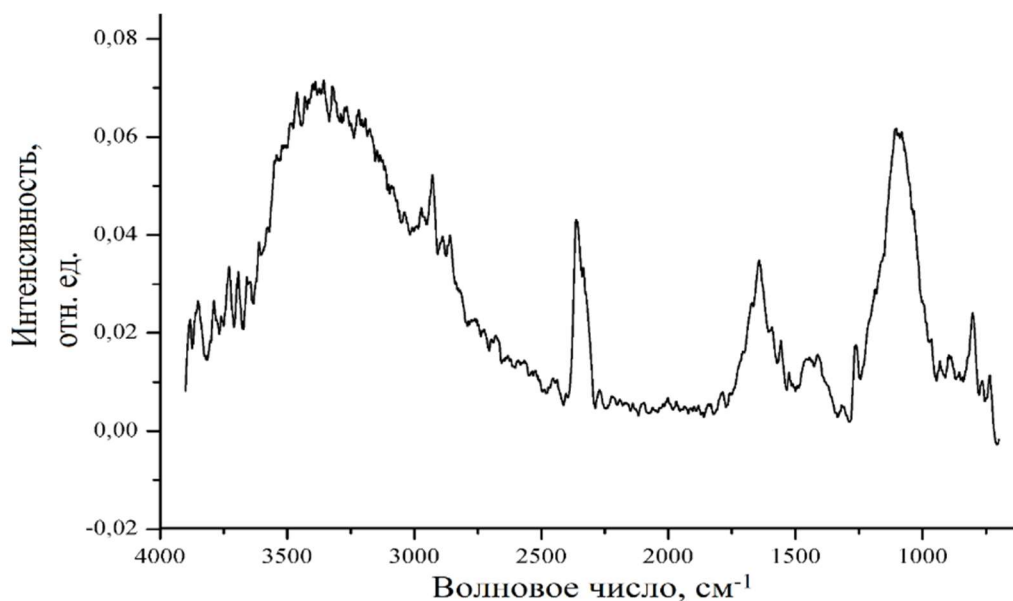


Рисунок 2 - ИК-спектр магнитных наностержней, функционализированных этерификацией

Схема модификации магнитных наностержней оксида железа методом алкилирования по Фриделю-Крафтсу пред Тел.: ставлена на рисунке 3.

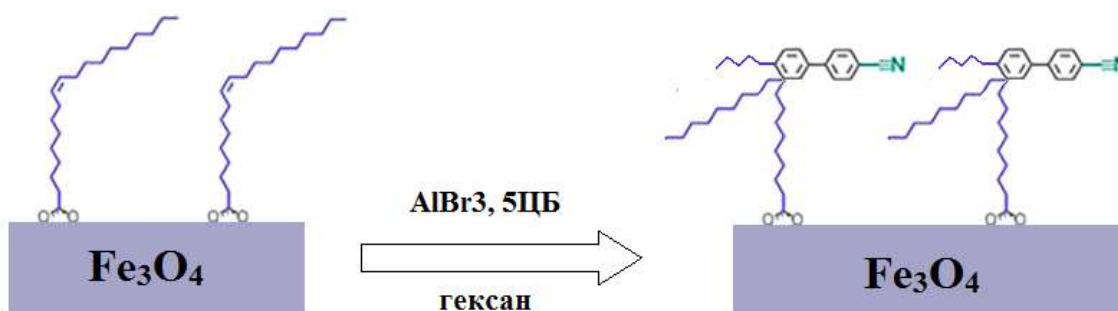


Рисунок 3 - Схема модификации МНЧ (про)мезогенными лигандами алкилированием по Фриделю-Крафтсу

Наличие в ИК-спектре магнитных частиц оксида железа, функционализированных алкилированием по Фриделю-Крафтсу, полосы поглощения в области 2230 см^{-1} , соответствующей CN -группе, свидетельствует об успешной модификации магнитных частиц оксида железа (рисунок 4). Также обнаружены пики в области $1380\text{--}1750\text{ см}^{-1}$, $2850\text{--}2960\text{ см}^{-1}$, свидетельствующие о наличии в структуре ароматических колец (валентные колебания в области 1630 см^{-1}), алкильных фрагментов (валентные колебания в области 2850 см^{-1} , 2920 см^{-1}). Зарегистрированы деформационные колебания в области 1470 см^{-1} , 1385 см^{-1} и полосы поглощения гидроксильных групп $3030\text{--}3600\text{ см}^{-1}$, двойной связи в области 1750 см^{-1} и оксида железа Fe_3O_4 в области $600\text{--}700\text{ см}^{-1}$.

Методом оптической микроскопии показано, что молекулы 4-циано-4'-пентилбифенила расположены параллельно оси наностержня, что предполагает сглаживание нарушения локального директора жидкого кристалла 4-циано-4'-пентилбифенила на границе раздела МНЧ-ЖК.

Для сравнения влияния функционализации МНЧ на свойства ЖК приготовлены дисперсии функционализированных и нефункционализированных МНЧ в 4-циано-4'-пентилбифениле: МНЧ с концентрацией 0,02 %, масс. непосредственно смешивали с 4-циано-

4-пентилбифенилом. Затем пробирку со смесью помещали в ультразвуковую ванну на два часа для диспергирования агломератов МНЧ. Структуру дисперсий изучали методом оптической микроскопии.

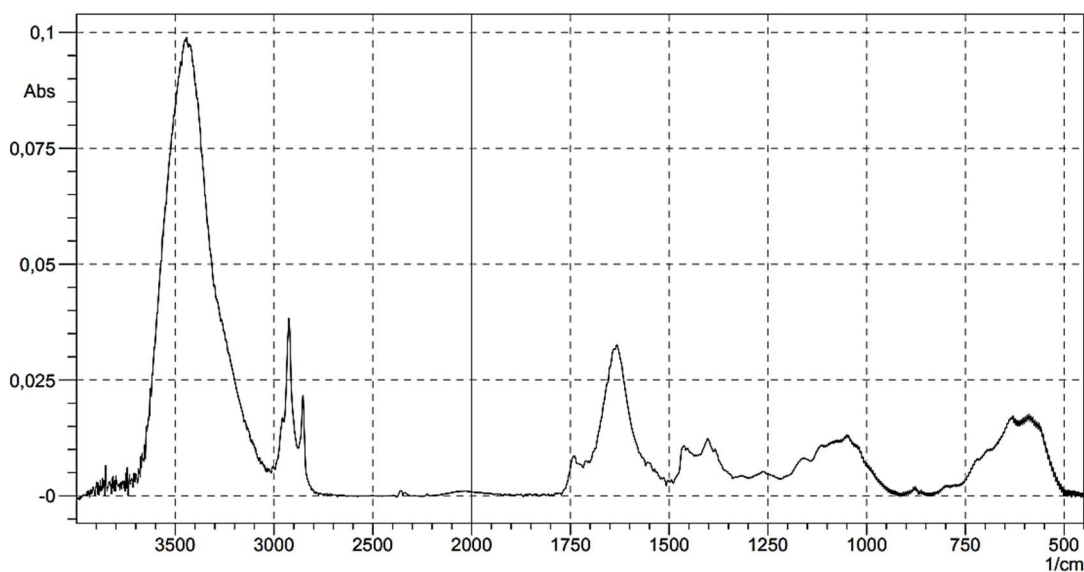


Рисунок 4 - ИК-спектр магнитных наностержней оксида железа, функционализированных алкилированием по Фриделю-Крафтсу

Установлено, что дисперсную фазу систем с содержанием нефункционализированных МНЧ 0,02% масс. составляют небольшие частицы до 5 мкм. Также встречаются агломераты наночастиц размером до 17,79 мкм. Дисперсия с функционализированными МНЧ более монодисперсна (рисунок 5). Дисперсная фаза представлена небольшим количеством агломератов магнитных наностержней с размерами до 9,58 мкм при большом количестве высокодисперсной фазы

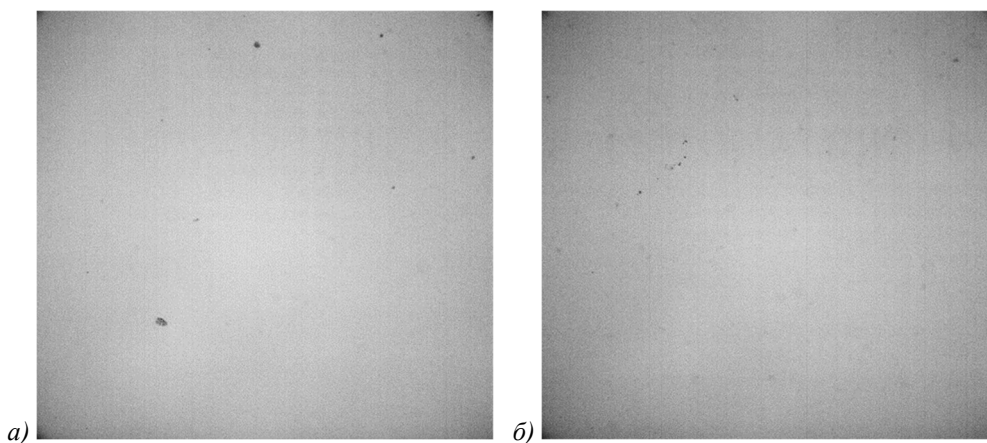


Рисунок 5 - Фотография полученных дисперсий нефункционализированных (а) и нефункционализированных (б) магнитных наностержней оксида железа в жидком кристалле 4-циано-4-пентилбифенила. Содержание магнитных наностержней оксида железа 0,02% масс. Увеличение микроскопа 20×

При изучении седиментационной устойчивости полученных систем установлено, что с введением функциональных групп на поверхность ферромагнитных наностержней оксида железа устойчивость дисперсий в жидком кристалле 4-циано-4-пентилбифенила возрастает: осаждение нефункционализированных и функционализированных наночастиц происходит через 15 и 240 секунд, соответственно.

Таким образом, проведена функционализация магнитных наностержней оксида железа молекулами 4-циано-4'-пентилбифенила. Расположение молекул 4-циано-4'-пентилбифенила

параллельно оси наностержня предполагает сглаживание нарушения локального директора жидкого кристалла 4-циано-4'-пентилбифенила на границе раздела МНЧ-ЖК.

Получены дисперсии функционализированных магнитных наностержней с концентрацией 0,02% масс. в жидком кристалле 4-циано-4'-пентилбифениле и определены размеры частиц дисперсной фазы – агломератов ФМНЧ. Методом оптической микроскопии показано, что при функционализации магнитных наностержней молекулами 4-циано-4'-пентилбифенила средние размеры частиц дисперсной фазы уменьшаются с 11,4 мкм до 5,8 мкм.

Анализ седиментационной устойчивости дисперсий нефункционализированных и функционализированных магнитных наностержней в жидком кристалле 4-циано-4'-пентилбифенила показал эффективность функционализации наностержней молекулами ЖК для увеличения устойчивости их дисперсий в жидких кристаллах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Podoliak N., Buchnev O., Bavykin D. V., Kulak A. N., Kaczmarek M., Sluckin T. J. Magnetite nanorod thermotropic liquid crystal colloids: Synthesis, optics and theory // Journal of Colloid and Interface Science – 2012. - V. 386, №. 1, - P. 158–166.
2. Hähsler M., Appel I., Behrens S. Magnetic hybrid materials in liquid crystals // Physical Sciences Reviews – 2020. – P. 1-24.
3. Reznikov Y., Glushchenko A., Garbovskiy Y., Ferromagnetic and ferroelectric nanoparticles in liquid crystals // Liquid Crystals with Nano and Microparticles. – 2014. - P. 657-693.
4. Appel I [Ph.D. thesis]. Magnetische Hybridmaterialien auf Basis komplexer, flüssigkristalliner Systeme // Ruprecht-Karls University Heidelberg: Heidelberg; 2017.
5. Kopčanský P, Potočová I, Koneracká M, Timko M, Jansen AGM, Jazyn J, et al The anchoring of nematic molecules on magnetic particles in some types of ferronematics // J Magn Mater 2005; 289: 101–4.
6. Prodanov MF, Pogorelova NV, Kryshtal AP, Klymchenko AS, Mely Y, Semynozhenko VP, et al Thermodynamically stable dispersions of quantum dots in a nematic liquid crystal // J Langmuir. – 2013. – V. 29(30). – P. 9301-9309.
7. Jian-Chao Si, Yan Xing, Ming-Li Peng, Chao Zhang, Norbert Buske, Chao Chen and Ya-Li Cui. Solvothermal synthesis of tunable iron oxide nanorods and their transfer from organic phase to water phase // CrystEngComm journal. – 2014. – V. 16. – P. 512 – 516.
8. Peng-Cheng Bian, Wen-Jie Xu, Hong-Ze Gang, Jin-Feng Liu, Bo-Zhong Mu, Shi-Zhong Yang Insight into the shift and rearrangement of carbocation in Friedel-Crafts alkylation of unsaturated fatty acids revealed by GC–MS // International Journal of Mass Spectrometry. – 2017. – V.415. - P. 85-91.

Положенцева Елизавета Александровна
ФГБОУ ВО «Уфимский университет науки и технологий», Магистр кафедры технической химии и материаловедения, 450076, г. Уфа, ул. Заки Валиди, д. 32
Тел.: 89876297393
E-mail: polozhentseva_liza@mail.ru

Кинзябулатов Ренат Рамилевич
Институт физики молекул и кристаллов. Институт физики молекул и кристаллов - обособленное структурное подразделение УФИЦ РАН (ИФМК УФИЦ РАН), кандидат химических наук, старший научный сотрудник
450075, г. Уфа, пр. Октября, д.71
Тел.: 89872511313
E-mail: KinzyabulatovRR@mail.ru

Мухамедзянова Альфия Ахметовна
ФГБОУ ВО «Уфимский университет науки и технологий», Институт химии и защиты в чрезвычайных ситуациях, д.т.н. доцент, заведующий кафедрой технической химии и материаловедения
450076, г. Уфа, ул. Заки Валиди, д. 32
Тел.: 89872574800
E-mail: alf6058@yandex.ru

E.A. POLOZHENTSEVA, R. R. KINZYABULATOV, A.A. MUKHAMEDZYANOVA

THE EFFECT OF FUNCTIONALIZATION OF Fe₃O₄ IRON OXIDE MAGNETIC NANORODS ON THEIR DISPERSION PROPERTIES IN A LIQUID CRYSTAL OF 4-CYANO-4-PENTYLBIPHENYL

Abstract. Functionalization of magnetic iron oxide nanorods by 4-cyano-4-pentylbiphenyl molecules was carried out by Friedel-Crafts alkylation. Dispersions of functionalized magnetic iron oxide nanorods in a nematic liquid crystal of 4-cyano-4-pentylbiphenyl have been obtained. It has been experimentally proved that the dispersions of

functionalized nanomagnetic particles in a liquid crystal of 4-cyano-4-pentylbiphenyl are more stable compared with the dispersions of nonfunctionalized iron oxide magnetic rods.

Keywords. *Magnetic nanorods, liquid crystals, liquid crystalline colloids, ferromagnetic nanoparticles, functionalization of magnetic nanoparticles, sedimentation stability, dispersion of nanoparticles.*

BIBLIOGRAPHY

1. Podoliak N., Buchnev O., Bavykin D. V., Kulak A. N., Kaczmarek M., Sluckin T. J. Magnetite nanorod thermotropic liquid crystal colloids: Synthesis, optics and theory // *Journal of Colloid and Interface Science* – 2012. - V. 386, №. 1, - P. 158–166.
2. Hähsler M., Appel I., Behrens S. Magnetic hybrid materials in liquid crystals // *Physical Sciences Reviews* – 2020. – P. 1-24.
3. Reznikov Y., Glushchenko A., Garbovskiy Y., Ferromagnetic and ferroelectric nanoparticles in liquid crystals // *Liquid Crystals with Nano and Microparticles*. – 2014. - P. 657-693.
4. Appel I [Ph.D. thesis]. *Magnetische Hybridmaterialien auf Basis komplexer, flüssigkristalliner Systeme* // Ruprecht-Karls University Heidelberg: Heidelberg; 2017.
5. Kopčanský P, Potočová I, Koneracká M, Timko M, Jansen AGM, Jazdyn J, et al The anchoring of nematic molecules on magnetic particles in some types of ferronematics // *J Magn Mater* 2005; 289: 101–4.
6. Prodanov MF, Pogorelova NV, Kryshtal AP, Klymchenko AS, Mely Y, Semynozhenko VP, et al Thermodynamically stable dispersions of quantum dots in a nematic liquid crystal // *J Langmuir*. – 2013. – V. 29(30). – P. 9301-9309.
7. Jian-Chao Si, Yan Xing, Ming-Li Peng, Chao Zhang, Norbert Buske, Chao Chen and Ya-Li Cui. Solvothermal synthesis of tunable iron oxide nanorods and their transfer from organic phase to water phase // *CrystEngComm journal*. – 2014. – V. 16. – P. 512 – 516.
8. Peng-Cheng Bian, Wen-Jie Xu, Hong-Ze Gang, Jin-Feng Liu, Bo-Zhong Mu, Shi-Zhong Yang Insight into the shift and rearrangement of carbocation in Friedel-Crafts alkylation of unsaturated fatty acids revealed by GC–MS // *International Journal of Mass Spectrometry*. – 2017. – V.415. - P. 85-91.

Polozhentseva Elizaveta Aleksandrovna
Ufa University of Science and Technology
Student at the Department of Technical Chemistry and Materials Science
450076, Ufa, st. Zaki Validi, 32
Tel.: 89876297393
E-mail: polozhentseva_liza@mail.ru

Kinzyabulatov Renat Ramilevich
Institute of Physics of Molecules and Crystals. Institute of Physics of Molecules and Crystals - a separate structural unit of the UFIC RAS (IFMC UFIC RAS)
Candidate of Chemical Sciences
Senior Researcher
450075, Ufa, Oktyabrya ave., 71
Tel.: 89872511313
E-mail: KinzyabulatovRR@mail.ru

Mukhamedzyanova Alfiya Akhmetovna
Ufa University of Science and Technology
D.Eng., Associate Professor, Head of the Department of Technical Chemistry and Materials Science
450076, Ufa, st. Zaki Validi, 32
Tel.: 89872574800
E-mail: alf6058@yandex.ru

© Е.А. Положенцева, Р. Р. Кинзябулатов, А.А. Мухамедзянова, 2024

К.Н. ОСИПОВ

МЕТОДИКА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ СОСТОЯНИЙ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ ИЗДЕЛИЙ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Аннотация. Предложена методика прогнозирования технических состояний изделий машиностроения, основанная на использовании метода пространства состояний в сочетании с методом адаптивной стохастической фильтрации. В качестве иллюстративного примера рассмотрен процесс прогнозирования технического состояния газотурбинного турбовентильного двигателя с степенью двухконтурности более 2-х, применяемого в гражданской и транспортной дозвуковой авиации, используя количественные значения термодинамических параметров, усредненных за летный цикл. Исследована точность прогноза, а также скорость сходимости прогнозных значений к истинным значениям.

Ключевые слова: моделирование, диагностика, прогнозирование, эксплуатационная надежность.

Постановка задачи в общем виде.

Задачи дальнейшего совершенствования методов и методик прогнозирования технических состояний конструктивно сложных изделий машиностроения в процессе эксплуатации с целью реализации программ по переходу предприятий и эксплуатационных организаций на превентивное техническое обслуживание машин и механизмов по прогнозу технических состояний в рамках развития цифрового производства (стратегия индустрии 4.0) остаются по-прежнему актуальными и своевременными [1-10]. Объясняется это непрерывным ужесточением требований к эксплуатационной надежности, экологической безопасности и экономической эффективности эксплуатационных процессов [2, 7]. При этом, совершенствование технологии обеспечения эксплуатационной надежности традиционными методами, например, путем выбора оптимальных, с точки зрения принятых критериев, схем резервирования или построения мажоритарных систем, внедрение систем самодиагностики, сокращение времени эксплуатации между техническими обслуживаниями, увеличение количества контрольных осмотров и т.д. сопровождается увеличением стоимости эксплуатации и, как следствие, самих изделий, в наибольшей степени за счет роста стоимости затрачиваемых материальных, трудовых, энергетических и вычислительных ресурсов. Очевидно, что разрешение указанного противоречия между необходимостью непрерывного повышения эксплуатационной надежности машиностроительных изделий при одновременном сокращении эксплуатационных затрат возможно только путем использования передовых информационных технологий и разработанных на их основе новых методов и методик обработки измерительной информации, позволяющих получать новые знания (информацию) об объектах эксплуатации по результатам мониторинга штатных информативных параметров в реальном времени эксплуатации, когда решение о продлении срока службы изделия должно формироваться до момента времени поступления нового измерения (нового объема информации) [6].

Обзор литературных источников.

Обзор современной научно-технической литературы, например, работы авторов [1-16] иллюстрирует значительную разработанность сформулированной проблематики. Предлагаемые различными авторами методы прогнозирования технических состояний можно классифицировать на две основные группы. К первой группе предлагается отнести методы прогнозирования технических состояний, которые базируются на детерминированных методах механики повреждения, например, работы Ф. М. Митенкова, В. В. Болотина, Г. Ф. Городова и ряд других работ [6]. К второй подгруппе рационально отнести ряд методов, которые основаны на использовании вероятностных и статистических моделях, например, работы В. В. Новикова, А. А. Равина, В. В. Голиковой, Е. Л. Первухиной, Н. М. Седякина и др. В совокупности методы первой и второй подгрупп базируются на использовании большого количества достоверной априорной информации о процессах эксплуатации и о самих

объектах, что, к сожалению, в некоторой степени может ограничивать применимость предлагаемых подходов, например, для изделий, впервые вводимых в эксплуатацию. В условиях отсутствия достоверной априорной информации о процессах эксплуатации (режимах нагружения, начальных условиях, истинных значениях структурных параметров, истории возникновения отказов с формированием диагностических признаков и т.д.) современные исследователи, например, профессор В. В. Новиков, предлагают придерживаться гипотезы, согласно которой вся необходимая для построения состоятельного прогноза информация, содержится в результатах текущих измерений информационных параметров, предполагая справедливость Марковских процессов [6]. В качестве инструментария предлагается использовать элементы теории пространства состояний. В этом случае создаётся прогнозирующая модель системы, включающая множество переменных входа, выхода и состояния, связанных между собой дифференциальными или разностными уравнениями первого порядка, записываемыми в матричной форме. В отличие от описания системы в виде передаточной функции и других методов частотной области, пространство состояний позволяет рассматривать не только линейные системы и нулевые начальные условия [13, 14].

Основное свойство любой динамической системы заключается в том, что ее поведение в любой момент времени зависит не только от переменных, действующих на нее в данный момент времени, но и от переменных, действовавших в прошлом. Другими словами, такая система обладает «памятью», позволяющей учитывать вклад переменной, действовавшей на нее с прошлого момента времени до момента наблюдения ее поведения. Состояние системы (в том числе техническое), определяемое как множество значений так называемых переменных состояния, представляет мгновенное значение «ячейки» этой памяти. Если в произвольный момент времени известны состояние и вход системы, то в любой следующий момент времени могут быть определены выход и будущее состояние системы [14, с. 10]. Последнее позволяет строить состоятельные прогнозирующие модели с небольшим шагом упреждения, однако достаточным для реализации процессов управления эксплуатационной надежностью. Единственным недостатком такого подхода является инерционность таких моделей, а также сложность получения устойчивого решения [6, 13, 14, 15].

В рамках данной работы вводится предположение, что снижение инерционности моделей, представленных в пространстве состояний, т.е. наделение прогнозирующих моделей адаптивными свойствами, может быть достигнуто применением методов адаптивной фильтрации, позволяющих на каждом шаге прогнозирования корректировать полученные значения в зависимости от ошибок, полученных на предыдущем шаге прогнозирования. В целом подобная идея не является новой и коррелирует с развиваемой в последнее время российскими учеными методологией калитметрии математических моделей. Новым, в рамках данной работы, является подход к реализации этапа коррекции прогнозных значений параметров технического состояния, путем применения нового адаптивного алгоритма фильтрации, работающего в условиях информационной ограниченности, т.е. позволяющего получать состоятельные и не смещенные прогнозные значения параметров технического состояния объектов при неизвестных параметрах ковариационных матриц помех в измерительных каналах и в самой системе.

Целью работы является разработка методики прогнозирования технических состояний машиностроительных изделий путем совместного применения метода пространства состояний и метода стохастической адаптивной фильтрации, работающего в условиях ограниченной априорной информации.

Основной материал статьи.

В процессе эксплуатации измерительная информация, используемая для принятия решения относительно технического состояния объекта, имеет вид случайных последовательностей измеренных значений параметров с частично или полностью неизвестными вероятностными характеристиками. Это объясняется погрешностями измерений, спецификой рабочих процессов, недостатком априорной информации, внешними воздействиями. Более того, из-за сложности рабочих процессов случайные

последовательности измеренных значений параметров являются нестационарными даже при работе изделий на установившихся режимах, т.е. в условиях, когда положение органов управления или значений нагрузки, приложенной к исполнительному механизму остается неизменным [6]. Поэтому для обработки измерительной информации в процессе эксплуатации предлагается использовать современные методы многомерного анализа, которые, в отличие от традиционных методов, менее чувствительны к недостатку априорной и искажениям измерительной информации, учитывают нестационарность исследуемых последовательностей, а также позволяют аналитически описать взаимосвязь технического состояния изделия в текущий и предшествующий моменты времени и входные неконтролируемые возмущения в виде модели в пространстве состояний.

В качестве примера рассмотрим процесс изменения двух штатных информативных параметров, используемых для оценки технических состояний газотурбинного турбовентиляторного двигателя в процессе эксплуатации: температуры воздуха на выходе из компрессора низкого давления (параметр x_2 , рисунок 1) и температуры газа перед турбиной (параметр x_1 , рисунок 1). Исходные данные заимствованы из открытого источника PHMS (PHM) – 2008 – 2017, размещенного на портале NASA's Open Data Portal. Согласно описанию, представленному в работе [3], замеры параметров производились с момента ввода изделия в эксплуатацию до момента фиксации возникновения первой неисправности. При формировании массива данных результаты измерений усреднялись за каждый отдельный летный цикл, т.е. ось абсцисс на рисунке 1 представляет нумерацию летных циклов, а ось ординат – усредненное значение параметра за конкретный летный цикл.

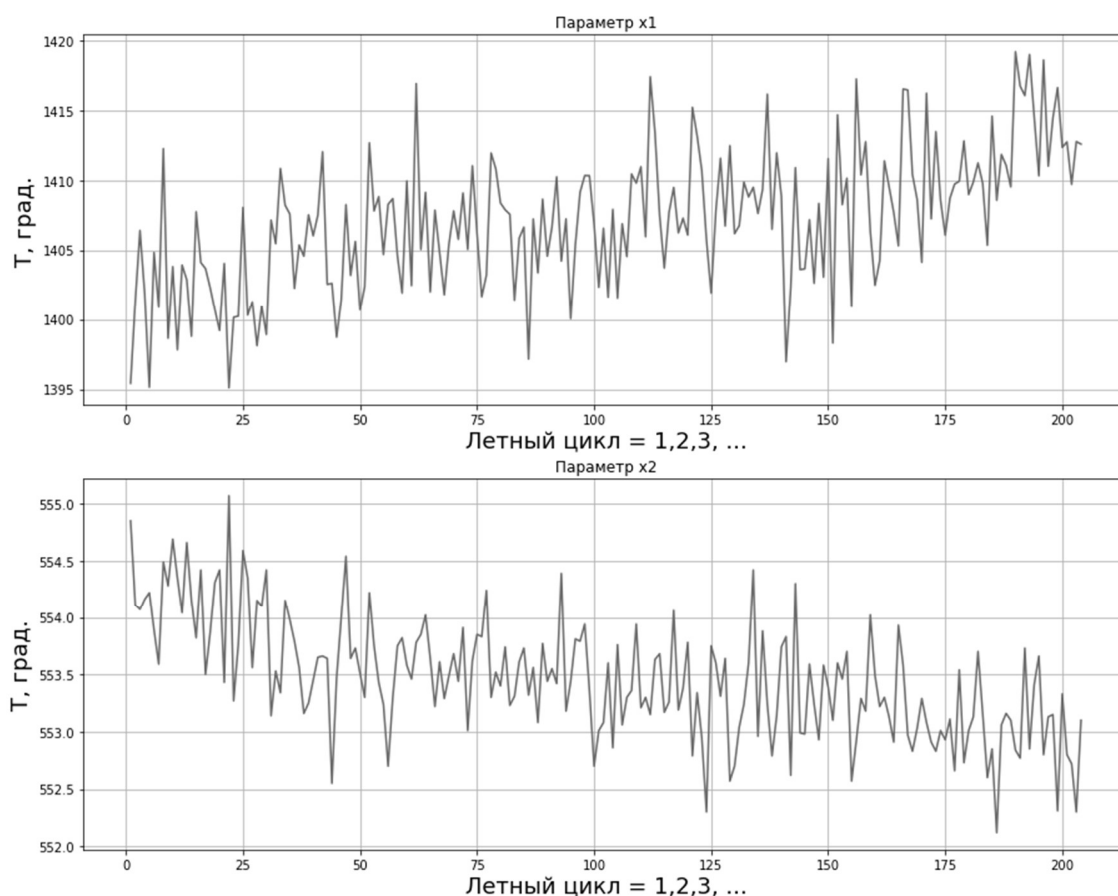


Рисунок 1 – Пример результатов измерений

В ходе эксплуатации техническое состояние исследуемого двигателя отождествляют с численными значениями измеренных параметров, в частности, параметров x_1 и x_2 . В каждый дискретный момент времени t (шаг дискретизации соответствует летному циклу)

измерительная информация представляет случайный $n \times 1$ -вектор $x_t = (X_{1,t}, \dots, X_{i,t}, \dots, X_{n,t})^T$, содержащий усредненные за каждый отдельный летный цикл значения $n = 2$ параметров в этот момент времени, $i = 1 \div n$ – номер параметра, $t = 1, \dots, T$ – дискретное время, соответствующее летному циклу. Сопоставляя численные значения компонент вектора x_t с допускаемыми значениями, учитывая результаты измерений других параметров, например, давления воздуха на выходе из компрессора низкого давления, температура и давление газа на выходе из сопла и т.д., принимают решение о целесообразности продления эксплуатации изделия или о снятии с эксплуатации и проведении технического обслуживания или ремонта.

Упорядоченные по времени последовательности, или скалярные процессы, изменения всех изучаемых параметров образуют единый многомерный случайный процесс с дискретным временем. Физическим обоснованием для объединения скалярных процессов изменения отдельных параметров в единый многомерный процесс служат стандартные характеристики изделий и их структурные параметры (говоря точнее, известные качественные зависимости между прямыми и диагностическими параметрами).

Первым шагом предлагаемой методики прогнозирования параметров изделия, что фактически является прогнозированием технического состояния, является идентификация модели в пространстве состояний, ведущая к грубым, или приближенным результатам, позволяющая определить класс моделей для будущего исследования и уточнения. Для рассматриваемых динамических, или временных, рядов наиболее подходящими представляются стохастические модели типа векторной авторегрессии – проинтегрированного скользящего среднего (ВАРПСС, или, в английской аббревиатуре, VARIMA – vector autoregressive integrated moving average) [11, 12].

Для моделей ВАРПСС исследуемый динамический процесс представляется в виде

$$\Phi(U)\nabla^d x_i = \Theta_0 + \Theta(U)\varepsilon_i. \quad (1)$$

В уравнении (1) U – оператор запаздывания или сдвига назад: $Ux_i = x_{i-1}$, $U^j x_i = x_{i-j}$,

$$\Phi(U) = 1 - \phi_1 U - \phi_2 U^2 - \dots - \phi_p U^p, \quad (2)$$

где $\phi_1 \dots \phi_p$ – конечное множество действительных чисел, называемых коэффициентами авторегрессии, p – порядок авторегрессии,

$$\Theta(U) = 1 - \theta_1 U - \theta_2 U^2 - \dots - \theta_q U^q, \quad (3)$$

$\theta_1, \dots, \theta_q$ – конечное множество коэффициентов скользящего среднего, содержащее действительные числа, q – порядок скользящего среднего, ε_i – последовательность нормально распределенных случайных величин с нулевым средним и дисперсией σ_ε^2 . Условие стационарности предполагает расположение корней полинома (2) вне единичного круга. Символ ∇^d означает операцию получения, так называемых, разностей порядка d для сведения нестационарных процессов к стационарным, т.е. $\nabla^d = (1 - U)^d x_i$. При $d=1$ $\nabla x_i = x_i - x_{i-1} = (1 - U)x_i$, при $d=2$ $\nabla^2 x_i = (1 - U)^2 x_i$ и т.д. Процессы, при описании которых корни полинома (2) равны единице в данной статье не рассматриваются, так они носят «взрывной» характер и в практике эксплуатации газотурбинных турбовентиляторных двигателей практически не встречаются.

Очевидно, что основная задача первого шага предлагаемой методики сводится к определению параметров модели ВАРПСС(p, d, q), т.е. оценке величин p , d , q и начальных значений параметров. В предлагаемой методике для анализа порядка моделей предлагается использовать информационный критерий японского исследователя Хироцугу Акаике. Критерий включает функцию суммы квадратов остатков анализируемой модели. Порядок модели определяет минимальное значение критерия. Критерий рассчитываем по известной формуле [6, 13]:

$$AIC = T \log\left(\sum_{t=1}^n \varepsilon(t)\right) + 2K, \quad (4)$$

где K - число переменных в модели, T - число наблюдений (измерений).

Проведя вычислительный эксперимент, для рассматриваемых рядов с учетом критерия (4) определены две возможные реализации модели ВАРПСС(2,0,0) – модель векторной авторегрессии и ВАРПСС(0,2,1) – модель проинтегрированного скользящего среднего.

Следующим шагом методики является оценка адекватности допустимых моделей реальным процессам и выбор модели, наилучшим образом, с точки зрения минимума ошибок моделирования, описывающей исследуемый процесс. Для этого предлагается использовать подход, основанный на анализе ошибок моделирования (остатков модели). Если модель является адекватной экспериментальным данным, то статистика Льюнга-Бокса-Пирса [6]

$$Q = n(n+2) \sum_{k=1}^K (n-k)^{-1} \rho_k^2(\hat{\varepsilon}) \quad (5)$$

распределена как $\chi^2(K-p-q)$, где $n = N - d$ – число значений ряда (из общего числа значений N), используемых для формирования и уточнения модели. В противном случае, если модель не соответствует данным, среднее значение статистики возрастает.

В результате проверки каждой из возможных моделей, сопоставлением значений статистики (5) с табличным значением, адекватной экспериментальным данным принята модель АРПСС (2,0,0):

$$x_t = \Pi_0 + \Pi_1 x_{t-1} + \Pi_2 x_{t-2} + \varepsilon_t, \quad t = 1, \dots, T \quad (6)$$

где $x_t = \begin{pmatrix} x_{1,t} \\ x_{2,t} \end{pmatrix}$ – вектор технического состояния, $\Pi_0 = \begin{pmatrix} 2660.32 \\ 430.62 \end{pmatrix}$ – вектор констант,

$\Pi_1 = \begin{pmatrix} 0.12 & 0.26 \\ -1.59 & -1.65 \end{pmatrix}$ и $\Pi_2 = \begin{pmatrix} -0.017 & -0.028 \\ 0.165 & 0.15 \end{pmatrix}$ – матрицы весовых коэффициентов.

Статистика Льюнга-Бокса-Пирса для уточненной модели (6) абсолютно приемлема, т.к. сравнима с табличным значением распределения $\chi_{0.95}^2(100) = 55.8$.

Следующий шаг предлагаемой методики заключается в представлении модели (6) в пространстве состояний в виде двух уравнений: первое уравнение – уравнение состояния

$$x'_t = A x'_{t-1} + \omega_t, \quad (7)$$

второе уравнение – уравнение наблюдений:

$$y_t = B x'_t + v_t, \quad (8)$$

где $x'_t = \begin{pmatrix} x_{1,t} - 2660,32 \\ x_{2,t} - 430,62 \end{pmatrix}$, $A = \begin{pmatrix} 0.12 & 0.26 & -0.017 & -0.028 \\ -1.59 & -1.65 & 0.165 & 0.15 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix}$, $B = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix}$, ω_t, v_t – внешние

возмущения, некоррелированные между собой.

Завершающий шаг предлагаемой методики заключается в формировании уравнений адаптивного фильтра, используемого для расчета прогнозных значений параметров вектора технического состояния. Для корректировки прогнозных значений вектора технического состояния и повышения достоверности предлагается использование нового алгоритма, созданного на основе критерия качества в виде разницы (информационного расхождения) между значениями параметров вероятностного распределения оценки и оцениваемого (истинного) вектора состояния [16]. Оптимальную с точки зрения минимума информационного расхождения оценку $\hat{x}(i+1)$ вектора состояния x в момент времени $i+1$ по результатам наблюдений до момента времени i предлагается определять по текущим наблюдениям и оценке на предыдущем шаге прогнозирования, используя адаптивный алгоритм, детально рассмотренный в работе [16]. Уравнения алгоритма привязаны к фильтру Калмана и отличаются от него исключением неизвестных истинных характеристик шумов и включением доступной информации о наблюдениях в виде выборочных значений ковариационных матриц наблюдения T_t и оценки вектора состояния $\hat{\Sigma}_t$.

Априорная оценка $\hat{x}_{t/t-1}$ вектора состояния (т.е. оценка в момент времени t по результатам наблюдений до момента $t-1$ включительно) определяется выражением:

$$\hat{x}_{t+1/t} = A \cdot \hat{x}_t, \quad (9)$$

при поступлении нового измерения рассчитывается прогнозное значение вектора состояния, используя следующее уравнение:

$$\hat{x}_{t+1} = \hat{x}_{t+1/t} + K_t \cdot z_t \quad (10)$$

в зависимости от разницы между истинным измеренным значением вектора состоянием и расчетным:

$$z_t = y_t - B\hat{x}_{t/t-1}. \quad (11)$$

Расхождение (11) в теории автоматического управления называют также невязкой (инновацией, остаточным членом). Матрица K_t весовых коэффициентов (коэффициентов усиления) рассчитывается по формуле:

$$K_t = A\hat{\Sigma}_{t-1}A^TB \left[BA\hat{\Sigma}_{t-1}A^TB^T + T_t \right]^{-1}; \quad t = 1, \dots, T. \quad (12)$$

где $\hat{\Sigma}_t = [I - K_tB]A\hat{\Sigma}_{t-1}A^T[I - K_tB]^T + K_tT_tK_t^T$.

Предлагаемая методика реализован на базе программного обеспечения Python 3.12 в среде Ubuntu 24.04 и использована для прогноза параметров газотурбинного турбовентиляторного двигателя, представленных на рисунке 1. Результаты прогнозирования, а также анализ ошибок прогнозирования, представлены на рисунке 2, 3, 4 и 5.

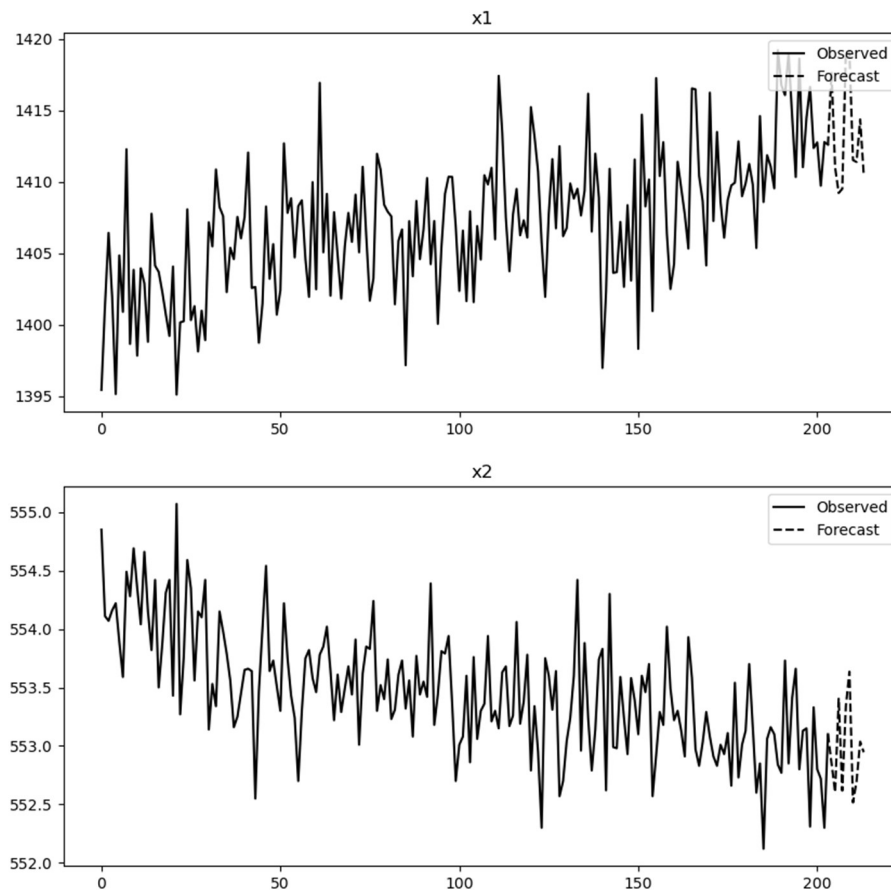


Рисунок 2 – Пример расчета прогнозных значений параметров технического состояния

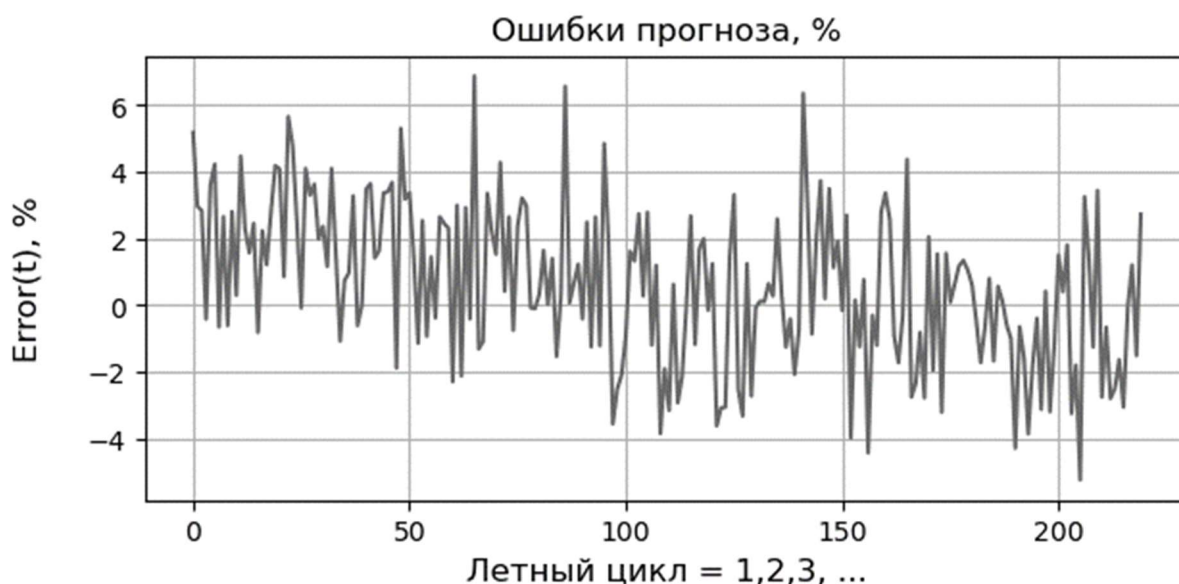


Рисунок 3 – Пример изменения ошибок прогнозирования

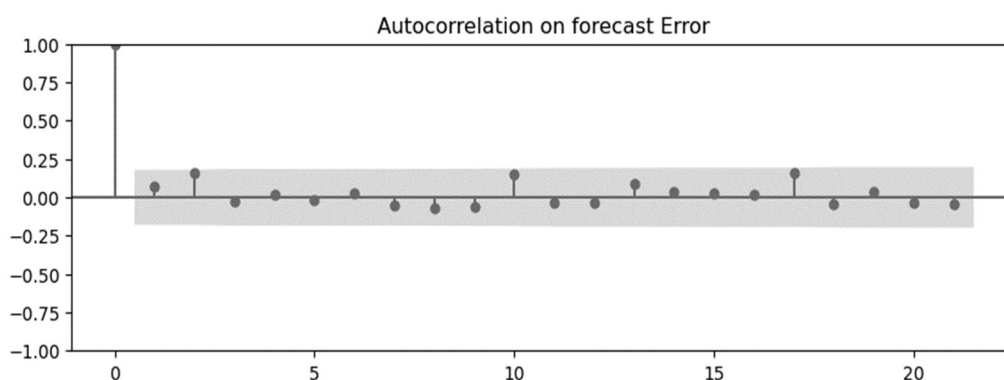


Рисунок 4 – Анализ автокорреляции ошибок прогноза

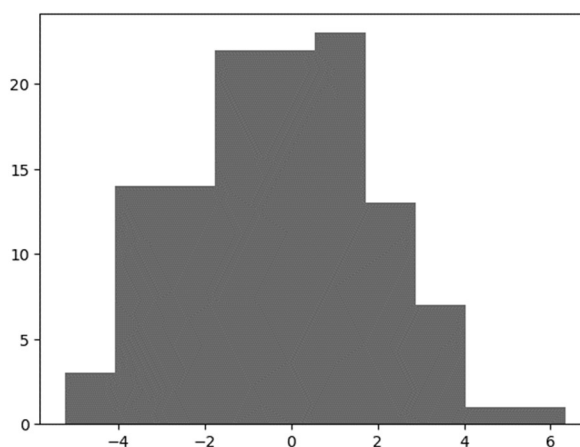


Рисунок 5 – Гистограмма ошибок прогнозирования

Гистограмма и автокорреляция ошибок прогнозирования демонстрируют свойства «белого шума». Некоторое смещение ошибок прогнозирования на первых шагах прогноза обусловлены процессом настройки адаптивного фильтра. В среднем настройка алгоритма занимает от 10 до 50 измерений.

Заключение.

Анализ экспериментальных данных, а также результатов вычислительного эксперимента позволяет выдвинуть гипотезу об эффективности предлагаемой методики

прогнозирования технических состояний изделий машиностроения. К достоинствам методики можно отнести оперативность получения результатов, отсутствие необходимости в дополнительном измерительном оборудовании, малой вычислительной сложности. Дальнейшие исследования могут быть связаны с верификацией предложенной методики для более широкого класса машиностроительных изделий, например, металлорежущих станков, транспортных машин и т.д.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Охтилев М.Ю. Интеллектуальные технологии мониторинга и управления структурной динамикой сложных технических объектов / М.Ю. Охтилев, Б.В. Соколов, Р.М. Юсупов. – М.: Наука, 2006, 410 с.
2. Custode, L.L. Optimization of Spiking Neural P-Systems for Remaining Useful Life Prediction. / L.L. Custode, H. Mo, A. Ferigo, G. Iacca // Evolutionary Algorithms – 2022, -- vol. 15, -- p. 98 - 105.
3. Luca, B. Uncertainty-Aware Prognosis via Deep Gaussian Process. / B. Luca // Received July 1, 2021, accepted August 19, 2021, date of publication September 6, 2021, date of current version September 14, 2021.
4. Щербаков А.Г. Организационно-экономический механизм внедрения цифровых технологий на предприятиях оборонно-промышленного комплекса России / А.Г. Щербаков // М.: Издательство «Институт экономических стратегий», издательство «Проспект», 2019. — 176 с.
5. Хенли Э. Дж. Надежность технических систем и оценка риска: пер. с англ. яз. В.С. Сыромятников, Г.С. Демминой. – М. Машиностроение, 1984 г. – 528 с.
6. Новиков В.В. Теоретические основы обеспечения безаварийной эксплуатации современных изделий машиностроения: монография / В.В. Новиков, К.Н. Осипов. – Севастополь – ФГАОУ ВО «ЧВВМУ», 2022. – 249 с.:ил.
7. Равин, А. А. Диагностическое обеспечение судового энергетического оборудования: проблемы и решения. дис. на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.08.05 / Равина Александр Александрович – Санкт-Петербург – 2015 г. – 436 с.
8. Анимича Е.Г., Анимича П.Е., Глумов А.А. Импортзамещение в промышленном производстве региона: концептуально-теоретические и прикладные аспекты / Е. Г. Анимича, П. Е. Анимича, А. А. Глумов // Экономика региона. – 2015. – №3. – С. 160–172.
9. Новиков В.В., Новикова М.В., Прогнозирование опасного состояния сложных технических систем. Журнал «Военная мысль» №5 - 2017. Стр.50-54.
10. Абрамов, О. В. Об оценке вероятности наступления рискованного события: функционально-параметрический подход / О. В. Абрамов // Надежность и качество сложных систем. – 2016. – № 1. – С. 24–31.
11. Новиков В.В., Новикова М.В., Прогнозирование опасного состояния сложных технических систем. Журнал «Военная мысль» №5 - 2017. Стр.50-54.
12. Pervukhina, E. Lowering toxic concentrations in the diesel exhaust gases /E. Pervukhina, K. Osipov, V. Golikova // Communications in Computer and Information Science, Special Issue “Optimization in the Natural Sciences,” pp. 118-128.
13. Osipov, K.N. Assurance of Reliability in Making Decisions on the Assembly Quality of Machine-Building Products / K.N. Osipov, V.V. Golikova // Издательство «Springer», научный журнал на английском языке «Journal of Machinery Manufacture and Reliability». – г. Москва: «Springer» 2019, Vol. 48 – No. 4, pp. 372 - 377;
14. Стрейц В. Метод пространства состояний в теории дискретных линейных систем управления. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1985. – 296 с.
15. Haikin, S. Neural networks / S. Hykin. – Moscow : Publishing house «Williams», 2006. – 1103 p
16. Осипов, К.Н. Адаптивный фильтр телеметрических измерений для работы в условиях априорной неопределённости. / К.Н. Осипов, В.В. Новиков // Патент на изобретение Российской Федерации (RU) 2736282 C1, 13.11.2020. – Москва: ФИПС, 2020 – Бел. № 32 – с.10;

Осипов Константин Николаевич

ФГКВОУ ВО Черноморское высшее военно-морское училище имени П. С. Нахимова.
299028, Россия, г. Севастополь, ул. П. Дыбенко 1-А.

K.N. OSIPOV

METHOD FOR PREDICTING TECHNICAL CONDITIONS OF ENGINEERING PRODUCTS DURING OPERATION

Annotation. A method for predicting the technical states of mechanical engineering products is proposed, based on the use of the state space method in combination with the method of adaptive stochastic filtering. As an illustrative

example, the process of predicting the technical condition of a gas turbine turbofan engine with a bypass ratio of more than two, used in civil and transport subsonic aviation, is considered, using quantitative values of thermogas-dynamic parameters averaged over the flight cycle. The accuracy of the forecast was studied, as well as the speed of convergence of the forecast values to the true values.

Keywords: modeling, diagnostics, forecasting, operational reliability.

BIBLIOGRAPHY

1. Okhtilev M.Yu. Intelligent technologies for monitoring and controlling the structural dynamics of complex technical objects / M.Yu. Okhtilev, B.V. Sokolov, R.M. Yusupov. – M.: Nauka, 2006, 410 p.
2. Custode, L.L. Optimization of Spiking Neural P-Systems for Remaining Useful Life Prediction. / L.L. Custode; H. Mo, A. Ferigo, G. Iacca // Evolutionary Algorithms – 2022, -- vol. 15, -- p. 98 - 105.
3. Luca, B. Uncertainty-Aware Prognosis via Deep Gaussian Process. / B. Luca // Received July 1, 2021, accepted August 19, 2021, date of publication September 6, 2021, date of current version September 14, 2021.
4. Shcherbakov A.G. Organizational and economic mechanism for introducing digital technologies at enterprises of the Russian military-industrial complex / A.G. Shcherbakov //M.: Publishing house "Institute of Economic Strategies", publishing house "Prospekt", 2019. - 176 p.
5. Henley E. J. Reliability of technical systems and risk assessment: trans. from English language V.S. Syromyatnikov, G.S. Demmina. – M. Mechanical Engineering, 1984 – 528 p.
6. Novikov V.V. Theoretical foundations for ensuring trouble-free operation of modern mechanical engineering products: monograph / V.V. Novikov, K.N. Osipov. – Sevastopol – Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education "ChVVMU", 2022. – 249 p.: ill.
7. Ravin, A. A. Diagnostic support of ship power equipment: problems and solutions. dis. for the academic degree of Doctor of Technical Sciences in specialty 05.08.05 / Ravina Alexander Alexandrovich - St. Petersburg - 2015 - 436 p.
8. Animitsa E.G., Animitsa P.E., Glumov A.A. Import substitution in the industrial production of the region: conceptual, theoretical and applied aspects / E. G. Animitsa, P. E. Animitsa, A. A. Glumov // Regional Economics. - 2015. - No. 3. — P. 160-172.
9. Novikov V.V., Novikova M.V., Forecasting the dangerous state of complex technical systems. Magazine "Military Thought" No. 5 - 2017. pp. 50-54.
10. Abramov, O. V. On assessing the probability of a risk event: a functional-parametric approach / O. V. Abramov // Reliability and quality of complex systems. – 2016. – No. 1. – P. 24–31.
11. Novikov V.V., Novikova M.V., Forecasting the dangerous state of complex technical systems. Magazine "Military Thought" No. 5 - 2017. pp. 50-54.
12. Pervukhina, E. Lowering toxic concentrations in the diesel exhaust gases /E. Pervukhina, K. Osipov, V. Golikova // Communications in Computer and Information Science, Special Issue "Optimization in the Natural Sciences," pp. 118-128.
13. Osipov, K.N. Assurance of Reliability in Making Decisions on the Assembly Quality of Machine-Building Products / K.N. Osipov, V.V. Golikova // Publishing house "Springer", scientific journal in English "Journal of Machinery Manufacture and Reliability". – Moscow: "Springer" 2019, Vol. 48 – No. 4, pp. 372 - 377;
14. Streitz V. State space method in the theory of discrete linear control systems. – M.: Science. Main editorial office of physical and mathematical literature, 1985. – 296 p.
15. Haikin, S. Neural networks / S. Hykin. – Moscow: Publishing house "Williams", 2006. – 1103 p
16. Osipov, K.N. Adaptive filter for telemetry measurements for working under conditions of a priori uncertainty. / K.N. Osipov, V.V. Novikov // Patent for invention of the Russian Federation (RU) 2736282 C1, 11/13/2020. – Moscow: FIPS, 2020 – Bel. No. 32 – p.10;

Osipov Konstantin Nikolaevich

Black Sea Higher Naval School named after P. S. Nakhimov.
299028, Russia, Sevastopol, st. P. Dybenko 1-A.

© К.Н. Осипов, 2024

Е.В. ПАНТЮХИНА, О.В. ПАНТЮХИН, С.А. ВАСИН, А.А. БОРИСОВ

ПРИМЕНЕНИЕ СТАТИСТИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ДЛЯ ОЦЕНКИ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ МЕХАНИЧЕСКИХ ДИСКОВЫХ БУНКЕРНЫХ ЗАГРУЗОЧНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ШТУЧНЫХ ЗАГОТОВОК

Аннотация. Статья посвящена описанию возможностей применения статистических методов (диаграмма Парето, диаграмма Исикава) для анализа факторов, влияющих на производительность, надежность и стабильность работы механических дисковых бункерных загрузочных устройств, осуществляющих автоматическую загрузку штучных заготовок в технологическое оборудование массовых производств в требуемом ориентированном положении и необходимой производительностью. Были выявлены причины и факторы снижения вероятности захвата заготовок и надежности механических дисковых бункерных загрузочных устройств при их функционировании. Анализ и оценка факторов, наиболее влияющих на вероятность захвата штучных заготовок в механических дисковых бункерных загрузочных устройствах, позволит оценить их значимость и степень влияния. Соблюдение оптимальных значений влияющих факторов, при которых будет обеспечена наибольшая вероятность захвата заготовок, позволит обеспечить достижение максимальных значений производительности механических дисковых бункерных загрузочных устройств. Анализ ситуаций, снижающих надежность и стабильность, и проведение корректирующих действий по их недопущению позволит повысить эффективность работы механических дисковых бункерных загрузочных устройств.

Ключевые слова: статистические методы, диаграмма Парето, диаграмма Исикава, автоматическая загрузка, вероятность захвата, бункерное загрузочное устройство, ориентирование, производительность загрузки.

Введение

Механические дисковые бункерные загрузочные устройства (БЗУ) используют при возникновении потребностей в автоматической загрузке технологического оборудования различными по форме и свойствам штучными заготовками (предметы обработки, полуфабрикаты, готовые изделия и др. предметы различных форм, преимущественно тел вращения) в требуемом положении и с заданной производительностью [1]. Необходимость ориентирования заготовок перед их подачей в технологическое оборудование возникает в различных отраслях промышленности (например, в отраслях специального машиностроения для патронов и их элементов, пищевой промышленности для укупорочных элементов и других массовых производствах) [2, 3]. Засыпанные в бункер заготовки в процессе их ворошения захватываются поштучно из общей массы органами захвата, ориентируются и выдаются в ориентированном положении в приемник.

Основными показателями качества данных устройств являются производительность и надежность, которые в свою очередь влияют на производительность и надежность технологического оборудования, на которое БЗУ подают ориентированные заготовки. Производительность БЗУ в отличие от производительности технологического оборудования не является постоянной величиной и определяется целым рядом конструктивно-технологических факторов [4]. Надежность функционирования БЗУ характеризуется отсутствием выдачи из БЗУ неправильно ориентированных заготовок, отсутствию помех при их захвате, ориентировании и выдаче.

С целью повышения производительности и надежности БЗУ целесообразно применять статистические методы [5 – 7], которые позволят детализировать факторы, от которых напрямую зависят исследуемые показатели качества. Оптимизируя и улучшая значения выявленных факторов появляется возможность управлять значениями производительности и обеспечить надежность при выполнении БЗУ своих функций.

Основная часть

Производительность БЗУ (шт./мин) определяется с учетом вероятности захвата η одной заготовки из общей массы засыпанных в бункер заготовок по формуле:

$$\Pi_{\text{БЗУ}} = \frac{60v}{t} \eta, \quad (1)$$

где v , t – окружная скорость (м/с) и шаг (м) органов захвата.

Органы захвата располагаются по периферии вращающегося диска с некоторым шагом t , который определяется расстоянием δ между органами захвата и их длиной – l_k , которая в зависимости от способа захвата заготовки (по длине l или по большему диаметру d_1) будет вычисляться по одной из формул:

$$l_k = l + \Delta \text{ – при захвате по длине заготовки;}$$

$$l_k = d_1 + \Delta \text{ – при захвате по диаметру заготовки,}$$

в которых Δ – зазор между заготовкой, находящейся в органе захвата, и его стенкой.

Вероятность захвата η определяется по описанной в работе [8] методике для различных типов заготовок тел вращения и представляет собой произведение вероятностей характеризующих соответственно благоприятное положение заготовки для ее захвата p_i , отсутствие помех от сцепляемости заготовок друг с другом p_c , отсутствие помех со стороны окружной скорости органов захвата p_v :

$$\eta = p_i p_c p_v. \quad (2)$$

Рассмотрим, влияющие факторы на каждую из трех вероятностей.

На вероятность p_i влияют:

- геометрические параметры заготовок (наибольшего d_1 и наименьшего d_2 диаметров каждого из торцов, общей длины l заготовки и длин l_1 и l_2 её составных частей, координаты центра масс x_c , диаметра и длин внутренних полостей при их наличии),
- угол наклона α бункера или вращающегося диска с органами захвата,
- коэффициенты трения μ между заготовками и конструктивными элементами БЗУ,
- размер b_k (или l_k) органа захвата, по которому осуществляется захват заготовок, и зазор Δ .
- радиус R вращающегося диска БЗУ в зоне расположения органов захвата,
- зона захвата ϕ_3 , которая определяется из условий статического равновесия в органе захвата заготовки с учетом всех действующих на нее сил и учитывает геометрические параметры заготовок, размеры органов захвата, а также угол α .

При определении вероятности p_i учитывается количество положений, занимаемых заготовками на вращающемся диске, из которых возможно их приведение в требуемое положение, возможности поворота заготовки к органу захвата той из ее сторон, которой будет обеспечен захват в необходимом положении.

На вероятность p_c влияют:

- геометрические параметры заготовок,
- коэффициент трения между заготовками μ_0 .

Вероятность p_v определяется:

- геометрическими параметрами заготовок,
- окружной скоростью органов захвата v ,
- зазором Δ и размерами органов захвата и органов, участвующих в подготовке заготовок к захвату.

Как показали результаты экспериментальных исследований, приведенных в работе [9], на вероятность захвата оказывает влияние следующие параметры и факторы.

Во-первых, это заполнение бункера БЗУ заготовками, которое условно можно обозначить, как вероятность p_v , характеризующую отсутствие помех для захвата со стороны заполнения объема бункера заготовками. Эта вероятность определяется вероятностью захвата

заготовок η и путем s , который должен пройти орган захвата под слоем заготовок, выраженный числом длин заготовок, размещающихся на этом пути.

Во-вторых, это наличие (или отсутствие) устройств, осуществляющих подготовку заготовок к захвату (например, разбрасыватели). На этот фактор оказывает влияние кинематический параметр БЗУ – υ .

На производительность БЗУ также оказывает влияние конструкция приемника, в который БЗУ выдает ориентированные заготовки, в совокупности с окружной скоростью органов захвата υ [9].

Для анализа и учета всех факторов, влияющих на производительность БЗУ, построим причинно-следственную диаграмму Исикава (рисунок 1), которая используется для визуализации и анализа причин с целью определения основных и наиболее значимых факторов, подлежащих улучшению [10].

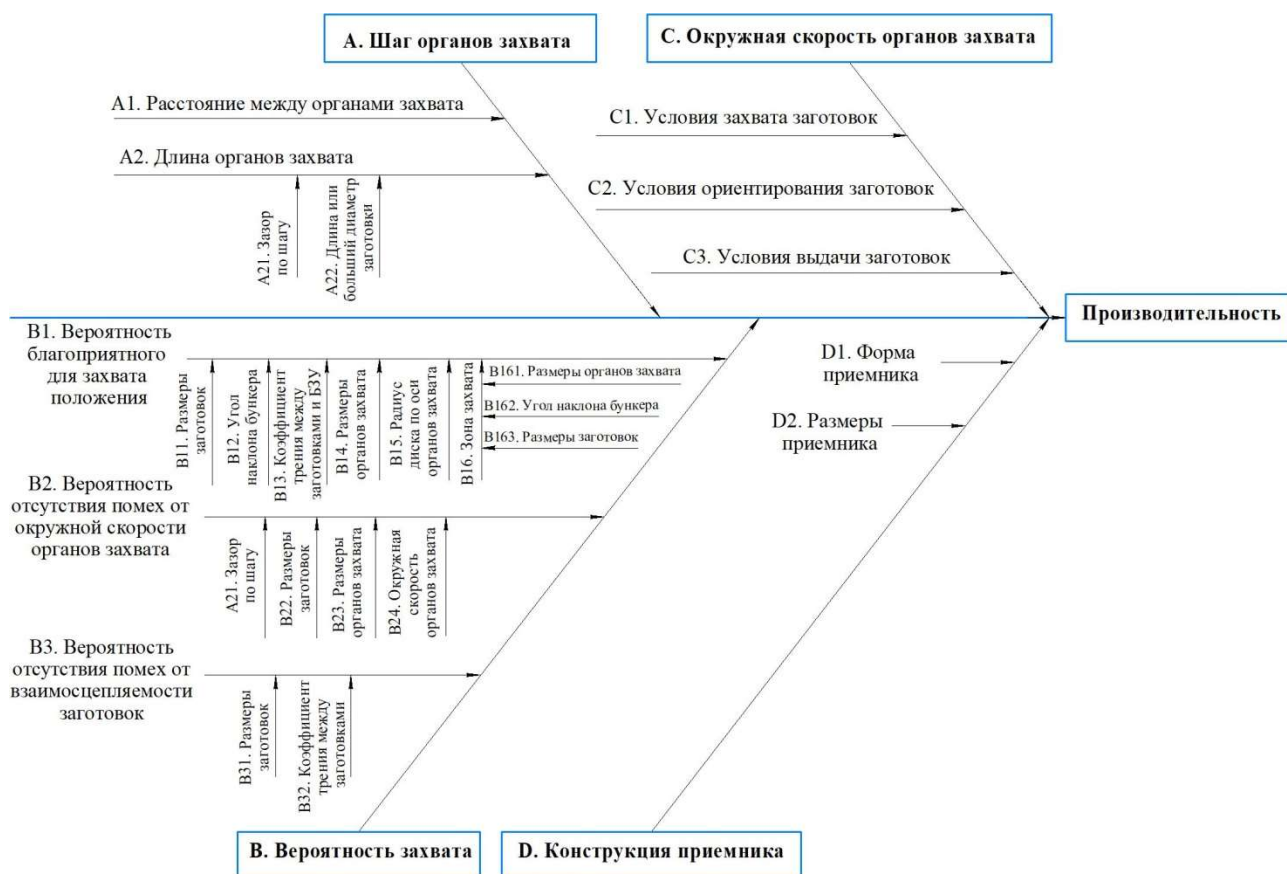


Рисунок 1 – Причинно-следственная диаграмма Исикава факторов, влияющих на производительность механических дисковых бункерных загрузочных устройств, ориентирующих штучные заготовки

Данная причинно-следственная диаграмма Исикава позволяет наглядно представить все параметры и факторы, влияющие на производительность БЗУ, для дальнейшего учета их значений с целью обеспечения требуемого оптимального значения производительности. Управление значениями представленных на диаграмме параметров позволяет осуществить автоматическую загрузку заготовок с учетом специфики конкретной технологической операции и оборудования, в которое загружаются заготовки.

Степень влияния каждого из представленных на диаграмме параметров и факторов определяется типами как загружаемых заготовок, так и БЗУ. Теоретическое описание вероятностей p_i , p_c и p_υ с помощью разработанной концепции в совокупности с другими параметрами и факторами, в том числе определяемыми экспериментально, позволит оценить численное влияние каждого из параметров на вероятность захвата и производительность любого типа БЗУ и ориентируемых в них заготовок.

Для сбора и систематизации данных, при которых происходит снижение надежности при выполнении БЗУ своих функций, использовалась информация, полученная из анализа производства, основанная на многолетнем опыте использования и эксплуатации БЗУ. В процессе функционирования БЗУ возникают следующие ситуации, влияющие на надёжность работы не только БЗУ, но и технологического оборудования, на которое они осуществляют подачу ориентированных заготовок.

Во-первых, к таким ситуациям относятся заклинивания заготовок в движущихся рабочих органах БЗУ (органах захвата, ориентирования и выдачи). Эти заклинивания обусловлены конструкцией соответствующих органов, поэтому минимизировать данные ситуации возможно путем разработки конструктивных ограничений на размеры соответствующих органов и выбора требуемых параметров в полученных диапазонах их размеров. Конструктивные ограничения на рабочие органы БЗУ разрабатываются с учетом возможных положений заготовок при захвате, ориентировании и выдаче, траектории их перемещений на всех этапах данных процессов.

Второй возможной причиной, снижающей надежность работы БЗУ, является износ органов захвата и ориентирования, что приводит к выдаче в приемник из БЗУ неориентированных заготовок. Такая ситуация может возникать, например, вследствие неправильно подобранных размеров захватывающих органов, которые повторяют профиль заготовок по внешнему контуру и являются одновременно ориентирующими. Кроме этого истирание рабочих органов может происходить вследствие постоянного движения заготовок по конструктивным элементам БЗУ, участвующим в процессах захвата и ориентирования. Это требует своевременной замены рабочих органов перед достижением максимально допустимых значений износа или разработки таких конструкций БЗУ, в которых ключевые размеры рабочих органов может регулироваться, снова обеспечивая допустимые значения для обеспечения выполняемых функций.

В-третьих, при слишком высоких угловых скоростях вращающегося диска может возникать несколько причин, снижающих надежность работы БЗУ. С учетом формулы (1) видно, что чем выше окружная скорость органов захвата v , тем больше $P_{БЗУ}$. Однако параметр v оказывает также влияние и на вероятность p_v , входящую в выражение вероятности захвата η . Поэтому при увеличении окружной скорости органов захвата до некоторого значения v_{max} производительность БЗУ сначала увеличивается, а потом начинает снижаться. Как показали результаты экспериментальных исследований, чем ближе значение фактической окружной скорости к значению v_{max} , тем больше разброс средних значений фактической производительности БЗУ и тем менее стабильно функционирует БЗУ. При значениях $v \rightarrow v_{max}$ в одних типах БЗУ наблюдаются вибрации, которые приводят к нарушению процессов ориентирования заготовок, а в других – заготовки не успевают захватываться, ориентироваться и выдаваться. Поэтому рекомендуется принимать фактические значения v , не превышающие величину $(0,85 - 0,9)v_{max}$.

Еще одной ситуацией, при которой снижается надежность технологического оборудования, к которому БЗУ через накопитель подает ориентированные заготовки, являются нерационально подобранные параметры БЗУ, влияющие на его производительность и приводящие к следующему. С одной стороны, переполнение накопителя, когда из БЗУ не могут выдаваться ориентированные им заготовки, приводит к постоянному сбросу ориентированных заготовок из зоны выдачи или обратно в зону захвата, или из БЗУ в специальную емкость, до тех пор, пока накопитель не опустошится. Это происходит вследствие того, что БЗУ обеспечивает слишком высокую производительность, существенно превышающую требуемую производительность технологического оборудования. С другой стороны, накопитель всегда остается практически пустым, так как производительность БЗУ слишком низкая, что приводит к недостатке заготовок на входе технологического оборудования. Поэтому конструктивные и кинематические параметры БЗУ должны быть выбраны таким образом, чтобы средняя фактическая производительность БЗУ с некоторым

переполнением m , определяемым вероятностью захвата для каждой конкретной конструкции, соответствовала производительности технологического оборудования [9].

Диаграммы Парето широко используются в различных отраслях промышленности для повышения надежности технологического оборудования [11]. Для построения диаграммы Парето составим таблицу 1 основных проблемных ситуаций, снижающих надежность и стабильность работы БЗУ, указав в порядке убывания частоту их появлений при эксплуатации одного из типов механических дисковых БЗУ.

Таблица 1 – Информационная таблица основных ситуаций, снижающих надежность и стабильность работы механических дисковых бункерных загрузочных устройств, для диаграммы Парето

№	Название ситуации, приводящей к снижению надежности и стабильности работы	Число повторений в час
1	Заклинивания заготовок в движущихся рабочих органах	104
2	Нерационально подобранные конструктивные и кинематические параметры рабочих органов	92
3	Высокие окружные скорости органов захвата (ориентирования)	26
4	Износ органов захвата и ориентирования	9

На основе данных, приведенных в таблице 1, построим диаграмму Парето по ситуациям, снижающим надежность и стабильность работы механических дисковых бункерных загрузочных устройств (рисунок 2).

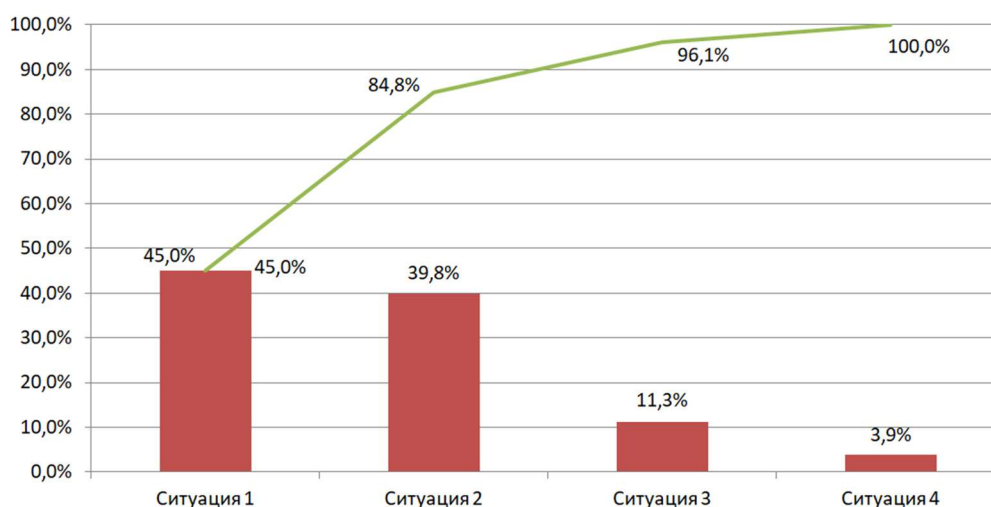


Рисунок 2 – Диаграмма Парето по ситуациям, снижающим надежность и стабильность работы механических дисковых бункерных загрузочных устройств

Из диаграммы видно, что две первые ситуации составляют около 85% всех проблемных ситуаций. Поэтому для повышения надежности и стабильности работы БЗУ необходимо в первую очередь устранять именно эти две ситуации, а именно устранять заклинивания заготовок и рационально обосновывать и подбирать конструктивные и кинематические параметры рабочих органов БЗУ.

Заключение

Таким образом, проведен анализ и систематизация факторов, влияющих на производительность, надежность и стабильность функционирования механических дисковых БЗУ для заготовок в различных отраслях промышленности. Были выявлены причины и предложены корректирующие действия для устранения ситуаций, приводящих к нарушению нормальной работы БЗУ при их эксплуатации. Проведенные анализ и предлагаемые меры

воздействия на основные показатели качества БЗУ позволят обеспечить их эффективное функционирование и соответствие требованиям производственного процесса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Васин, С. А. Методологический подход к исследованию и проектированию механических дисковых бункерных загрузочно-ориентирующих устройств / С. А. Васин, С. Н. Шевченко, Е. В. Пантюхина, А. А. Маликов // Известия Самарского научного центра Российской академии наук, т. 26, № 1, 2024. С. 70–75.
2. Пантюхина, Е.В. Механические дисковые бункерные загрузочные устройства для стержневых деталей с неявно выраженными ключами ориентации / Е.В. Пантюхина, В.В. Прейс, А.В. Хачатурян // Автоматизация и измерения в машино- приборостроении. – 2018. – № 3 (3). – С. 16–25.
3. Давыдова, Е.В. Автоматическая загрузка стержневых предметов обработки с неявно выраженной асимметрией по торцам / Е.В. Давыдова, В.В. Прейс. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2009. – 112 с.
4. Прейс, В.В. Надежность роторных систем автоматической загрузки приборостроения / В.В. Прейс. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2012. – 110 с.
5. Ефремов, А.Н. Применение статистических методов для анализа дефектов анодно-окисных покрытий на деформируемых алюминиевых сплавах / А.Н. Ефремов // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. – 2024. – Т. 22. – № 1. – С. 88–97.
6. Рустомова, Д.Ф., Применение статистических методов в контроле и диагностике качества электротехнических материалов / Д.Ф. Рустомова // Научный альманах. – 2020. – № 9–2 (71). – С. 58–60.
7. Спесваков, Р.В. К вопросу о применении статистических методов в управлении качеством / Р.В. Спесваков // Теория и практика современной науки. – 2024. – № 12 (102). С. 203–206.
8. Васин, С. А. Методика определения вероятности захвата асимметричных деталей формы тел вращения в дисковых бункерных загрузочно-ориентирующих устройствах / С.А. Васин, Е.В. Пантюхина // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2023. – № 3. – С. 64–88.
9. Автоматизация загрузки прессов штучными заготовками / В.Ф. Прейс [и др.]; под ред. В.Ф. Прейса. – М.: Машиностроение, 1975. – 280 с.
10. Рохин, В.Л. Применение метода статистических испытаний для оценки надежности технологических систем / В.Л. Рохин // Вестник Курганского государственного университета. Серия: Технические науки. – 2006. – № 5–1. С. 138–140.
11. Яцунь, И.В. Диаграммы Парето – простой способ повышения надежности оборудования / И.В. Яцунь // Научно-практические исследования. 2020. № 6–1 (29). С. 89–94.

Пантюхина Елена Викторовна

ФГБОУ ВО «ТулГУ», г. Тула
д-р техн. наук, доцент
Доцент кафедры «Промышленная автоматика и робототехника»
300012, г. Тула, пр. Ленина, 92
E-mail: e.v.pant@mail.ru

Васин Сергей Александрович

ФГБОУ ВО «ТулГУ», г. Тула
д-р техн. наук, профессор
Профессор-консультант кафедры
«Технология машиностроения»
300012, г. Тула, пр. Ленина, 92
E-mail: vasin_sa53@mail.ru

Пантюхин Олег Викторович

ФГБОУ ВО «ТулГУ», г. Тула
д-р техн. наук, доцент
Профессор кафедры «Промышленная автоматика и робототехника»
300012, г. Тула, пр. Ленина, 92
E-mail: olegpantyukhin@mail.ru

Борисов Александр Александрович

ФГБУ «З ЦНИИ» Минобороны России
Заместитель начальника отдела – начальник лаборатории научно-исследовательского испытательного отдела
606081, Нижегородская область, Володарский район, рп Смолино
E-mail: boris912@mail.ru

E.V. PANTYUKHINA, O.V. PANTYUKHIN, S.A. VASIN, A.A. BORISOV

APPLICATION OF STATISTICAL METHODS FOR FEED RATE ESTIMATION OF MECHANICAL DISK HOPPER FEEDERS FOR PIECE BLANKS

Аннотация. The article is devoted to the description of the possibilities of using statistical methods (Pareto diagram, Ishikawa diagram) to analyze the factors affecting the feed rate, reliability and stability of the mechanical disk hopper feeders, which automatically load piece blanks into the technological equipment of mass production in the required oriented position and the required feed rate. The reasons and factors for reducing the probability of gripping

the workpieces and the reliability of the mechanical disk hopper feeders during their operation have been identified. The analysis and assessment of the factors most influencing the feed rate of gripping piece blanks in mechanical disk hopper feeders will allow us to assess their significance and degree of influence. Compliance with the optimal values of influencing factors, at which the greatest probability of gripping the workpieces will be ensured, will ensure the achievement of maximum feed rate values of mechanical disk hopper feeders. Analyzing situations that reduce reliability and stability, and taking corrective actions to prevent them, will increase the efficiency of mechanical disk hopper feeders.

Keywords: statistical methods, Pareto diagram, Ishikawa diagram, automatic feeding, capture probability, hopper feeding device, orientation, feed rate.

BIBLIOGRAPHY

1. Vasin, S.A. Metodologicheskij podhod k issledovaniyu i proektirovaniyu mekhanicheskikh diskovykh bunkernyh zagruzochno-orientiruyushchih ustroystv / S. A. Vasin, S. N. SHEvchenko, E. V. Pantyuhina, A. A. Malikov // Izvestiya Samarskogo nauchnogo centra Rossijskoj akademii nauk, t. 26, № 1, 2024. S. 70–75.
2. Pantyuhina, E.V. Mekhanicheskie diskovye bunkernye zagruzochnye ustrojstva dlya sterzhnevyyh detalej s neyavno vyrazhennymi klyuchami orientacii / E.V. Pantyuhina, V.V. Prejs, A.V. Hachaturyan // Avtomatizaciya i izmereniya v mashino- priborostroenii.– 2018. – № 3 (3). – S. 16–25.
3. Davydova, E.V. Avtomaticheskaya zagruzka sterzhnevyyh predmetov obrabotki s neyavno vyrazhennoj asimmetriey po torcam / E.V. Davydova, V.V. Prejs. – Tula: Izd-vo TulGU, 2009. – 112 s.
4. Prejs, V.V. Nadezhnost rotornyh sistem avtomaticheskoy zagruzki priborostroenii / V.V. Prejs. – Tula: Izd-vo TulGU, 2012. – 110 s.
5. Efremov, A.N. Primenenie statisticheskikh metodov dlya analiza defektov anodno-okisnyh pokrytij na deformiruemyyh alyuminievyh splavah / A.N. Efremov // Vestnik Magnitogorskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. G.I. Nosova. – 2024. – T. 22. – № 1. – S. 88–97.
6. Rustamova, D.F., Primenenie statisticheskikh metodov v kontrole i diagnostike kachestva elektrotekhnicheskikh materialov / D.F. Rustamova // Nauchnyj almanah. – 2020. – № 9–2 (71). – S. 58–60.
7. Spevakov, R.V. K voprosu o primenении statisticheskikh metodov v upravlenii kachestvom / R.V. Spevakov // Teoriya i praktika sovremennoj nauki. – 2024. – № 12 (102). S. 203–206.
8. Vasin, S. A. Metodika opredeleniya veroyatnosti zahvata asimmetrichnyh detalej formy tel vrashcheniya v diskovykh bunkernyh zagruzochno-orientiruyushchih ustroystvah / S.A. Vasin, E.V. Pantyuhina // Vestnik MGTU im. N.E. Bauman. Ser. Mashinostroenie. – 2023. – № 3. – S. 64–88.
9. Avtomatizaciya zagruzki pressov shtuchnymi zagotovkami / V.F. Prejs [i dr.]; pod red. V.F. Prejsa. – M.: Mashinostroenie, 1975. – 280 s.
10. Rohin, V.L. Primenenie metoda statisticheskikh ispytaniy dlya ocenki nadezhnosti tekhnologicheskikh sistem / V.L. Rohin // Vestnik Kurganskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Tekhnicheskie nauki. –2006. – № 5–1. S. 138–140.
11. Yacun, I.V. Diagrammy Pareto – prostoj sposob povysheniya nadezhnosti oborudovaniya / I.V. Yacun // Nauchno-prakticheskie issledovaniya. 2020. № 6–1 (29). S. 89–94.

Pantyukhina Elena Viktorovna

FSBEI HE «TulSU», Tula
Dr. Tech. Sciences, Associate Professor
Associate Professor of the department
«Industrial Automation and robotics»
300012, Tula, Lenin Avenue, 92
E-mail: e.v.pant@mail.ru

Pantyukhin Oleg Viktorovich

FSBEI HE «TulSU», Tula
Dr. Tech. Sciences, Associate Professor
Professor of the department
«Industrial Automation and robotics»
300012, Tula, Lenin Avenue, 92
E-mail: olegpantyukhin@mail.ru

Vasin Sergey Alexandrovich

FSBEI HE "TulSU", Tula
Dr. Tech. Sciences, Professor
Professor-consultant of the department
"Mechanical Engineering Technology"
300012, Tula, Lenin Avenue, 92
E-mail: vasin_sa53@mail.ru

Borisov Alexander Alexandrovich

FSBI "3 Central Research Institute" of the Ministry of
Defense of Russia
Deputy Head of the Department - Head of the Laboratory
of the Research Testing Department
606081, Nizhny Novgorod region, Volodarsky district, rp
Smolino
E-mail: boris912@mail.ru

В.А. ГОЛЕНКОВ, С.Ю. РАДЧЕНКО, Д.О. ДОРОХОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗАГОТОВОК ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ТРУБ ИЗ СПЛАВА НА ОСНОВЕ НИКЕЛЯ

Аннотация: Рассмотрена технология изготовления заготовки последовательно горячей прокаткой и ковкой. На примере мелкосерийного производства из сплава НВЗв показана экономическая эффективность рассматриваемого процесса. Показаны структурные изменения в материале на разных этапах обработки.

Ключевые слова: обработка металлов давлением, горячая прокатка, ковка, макроструктура материала, никель – вольфрамовый сплав, механическая обработка.

Введение.

Для нужд атомной, космической и военной промышленности необходимы бесшовные трубные заготовки диаметров менее 25мм с толщиной стенки от 0,1мм до 4,5мм из сплавов на основе никеля. При этом годовая потребность составляет до 1кг на один типоразмер, а суммарная для одного сплава может не превышать 5кг. Типовые технологии изготовления трубных заготовок (например, прошивка в горячем состоянии) для дальнейшего волочения в данном случае неприменимы ввиду малого объема и необходимости перестройки оборудования с одного материала на другой. Поэтому приходится во многом машинный труд заменять ручным, так как в данном случае это становится экономически целесообразным. Однако подобный подход имеет свои ограничения и требует такого сочетания методов обработки металлов давлением, который обеспечивал бы максимальную однотипность операций и минимальные ручные операции при переходе с одного материала на другой. Так же важно на каждом технологическом переходе обеспечить лучшую структуру материала для возможности дальнейшей обработки давлением.

Постановка задачи.

При изготовлении мелкосерийных труб различных типоразмеров из сплавов с особыми свойствами (в частности, на никелевой основе) типичной технологией является горячее прессование цилиндрической заготовки с отверстием. Этот способ наиболее экономически выгоден, так как использует универсальное оборудование и типовую оснастку. Для целого ряда сплавов нельзя проводить прессование из литой заготовки, поэтому предварительно следует провести иную обработку давлением. Схематично традиционный процесс выглядит следующим образом: вакуумное литье заготовки (в виде цилиндра) – ковка (в цилиндрическую заготовку) – механическая обработка (со сверлением отверстия). Однако, данная схема имеет свои недостатки (в зависимости от массы слитка):

1. Если отливается небольшая цилиндрическая заготовка (порядка 15-25кг), то ее можно ковать на молотах (с первой операцией – осадка) с весом падающих частей 0,75-1т; подобную заготовку можно подвергнуть имитацииковки со всех сторон, что обеспечит качественную проработку литой структуры, однако плавка таких объемов материалов не всегда технологически и экономически целесообразна.

2. При отливке более массивных заготовок (в форме цилиндра) порядка 100-150кг, данную заготовку подвергают ротационной ковке на ротационно-ковочных машинах (РКМ), что зачастую дает неудовлетворительную структуру поковки (центральные слои металла могут оказаться непрокованными), кроме того, сама операция в условиях штучного производства весьма дорогостоящая.

3. При отливке заготовок весом 200-250кг их подвергают ковке с первой обязательной операцией осадки, далее проковывают на предварительный диаметр для ротационнойковки и куют на РКМ, при этом результирующая структура металла как правило удовлетворительная, однако себестоимость данных операций также весьма высока.

Видно, что при объеме материала в 100-150кг (недостаток №2), кроме стоимости, имеются недостатки по структуре металла, однако данный вопрос можно решить, если заготовку после вакуумного литья подвергнуть электрошлаковому переплаву (ЭШП); тогда структура металла послековки будет удовлетворять требования к заготовке для производства труб малых партий. Для некоторых сплавов можно отказаться от вакуумной плавки, заменив

открытым наполнительным литьем, что с одной стороны нежелательно ввиду высоких требований к чистоте рассматриваемых сплавов, но, с другой стороны, значительно снижает себестоимость процессов. Тем не менее, все равно подобное сочетание последовательных переплавов требует больше трудозатрат и времени.

Поэтому для решения описанной проблемы использую подходы, описанные в [1, 2]. На ООО «Мценскпрокат» была предложена технология изготовления подобных изделий с промежуточной горячей прокаткой и отливкой слитков в виде трапеций [3]. По сути была «перевернута» известная технология получения качественного листового проката, которая предусматривает ковку литых заготовок и их последующую прокатку. Экономический эффект такой технологии очевиден, так как перенастройка реверсивных станов горячей прокатки на новый материал операция не затратная, а расходы на дополнительную механическую обработку минимальны. В то же время, несмотря на снижение себестоимости производства, вопросы по качеству и совершенствованию процесса остаются открытыми. Из приведённого вывода следует необходимость исследования технологии производства заготовок для горячего прессования и последующего изготовления труб, в том числе и капиллярных, по следующей схеме: вакуумная выплавка слитка в виде трапеции – горячая прокатка – механическая обработка (распиловка) – ковка – механическая обработка (сверление отверстия).

Технология.

Процесс выплавки и горячей прокатки аналогичный описанному в [3, 4], только конечной толщиной является 90мм, т.е. прокатка ведется на стане «Дуо-Кварто» фирмы «Skoda» по схеме: 120→105→90мм из начальных толщин 110 и 148мм (слиток имеет форму трапеции), слиток после прокатки показан на рисунке 1а. Слитки, в отличие от описных технологий в [3, 4], не фрезеруют. В качестве сплавов для труб используют сплавы систем: Fe-Ni-Co (например: 29НК-ВИ), сплавы системы Cu-Ni-Mn (например: МНМц 38-2В; МНЖМц 28-2,5-1,5) и на основе Ni (например: НП2, НП2э) и подробно рассматриваемый в дальнейшем сплав системы Ni-W: НВ3в ГОСТ 19241.

Данный сплав представляет собой твердый раствор на основе никеля и является магнитным [5] и имеет узкий интервал кристаллизации, что приводит к существенным трудностям его сплавления. Добавки вольфрама в указанном интервале 2,5-3,5% позволяют увеличить жаропрочность и радиационную стойкость никеля, что и определяет область использования труб и трубок из сплава НВ3в.

Далее слитки пилятся для получения заготовок в виде прямоугольных параллелепипедов размером 90х130х130мм, такой выбор обусловлен шириной слитка после прокатки в 265-270мм (рисунок 1б).

После механической обработки (распиловки) слитки подвергаются горячей ковке при температуре 1150°C, что выше чем при прокатке на 50-100°C. На первом нагреве слиток осаживается с размера 130мм на 30% (см. рисунок 2а) далее слиток с промежуточными нагревами куется с переворотами на 90° (см. рисунок 2б) перпендикулярно первому направлению (рисунок 2 в).

После получения заготовки размером 80х80мм начинается операция билетировки (см. рисунок 3а), и изделие обретает форму цилиндра с диаметром 80мм (рисунок 3б). Далее заготовки из сплава НВ3в для плавного остывания помещают в емкость с песком (рисунок 4). Из каждой полученной послековки заготовки механической обработкой, изготавливают конечное изделие с наружным диаметром 77мм и внутренним 24 (рисунок 5).

Полученный цилиндр является заготовкой для дальнейшего прессования.

Данная технология подразумевает существенные возвратные потери на стружку и безвозвратные на окалину, однако все равно остается экономически целесообразной. В описанном способе много ручного труда, зато полученные заготовки из сплава НВ3в и других материалов в дальнейшем удовлетворительно обрабатываются как в горячем, так и холодном состоянии. В то же время важно доказать, что полученная структура в дальнейшем будет отвечать требованиям к последующей обработке различными методами ОМД. Поэтому необходимо детальное исследование схем деформирования и эволюции структуры материала на этапах обработки.

Исследование.

Разобьем описанный технологический процесс на четыре операции и рассчитаем на каждом этапе относительные деформации для условно выделенного в заготовке элементарного объема (рисунок 6).



а



б

Рисунок 1 - Распиленный слиток из сплава HB3в после горячей прокатки при 1050°C



а



б



в

Рисунок 2 - Этапы проковки заготовки из сплава HB3в при 1150°C с промежуточными подогревами



а



б

Рисунок 3 - Биллетировка слитков HB3в



Рисунок 4 - Остывание слитков NB36



Рисунок 5 - Готовое изделие

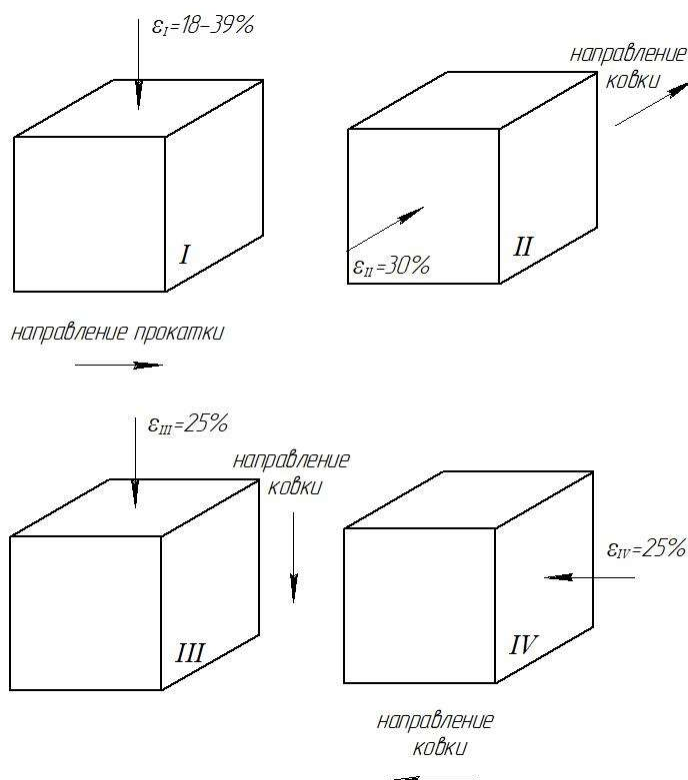


Рисунок 6 - Этапы деформирования



Рисунок 7 - Темплеты для исследования макроструктуры

На первом этапе значение деформаций дано интервалом, так как заготовка перед прокаткой имеет переменное сечение в форме трапеции. Суммарная деформация выделенного объема (через перерасчет по истинным деформациям) составит 69-77%. Принимая во внимание размерные неточности на каждой операции (в первую очередь на ручных этапах II-IV), можно полагать, что все заготовки деформируются минимум на 70%. Поэтому для

дальнейших исследований была выбрана заготовка из нижней части слитка [3], а деформации на первом этапе принимались равными 20%.

Сравним структурные изменения в сплаве НВЗв при деформировании после I и IV операций (рисунок 6). Для этого из заготовки после горячей прокатки (рисунок 1а) вырезали темплет и после всех операций так же изготовили образец (рисунок 7).

Полученные образцы шлифовались, травились и фотографировались при 50-, 100- и 200-кратных увеличениях (рисунок 8 и 9) для сравнения макроструктуры.

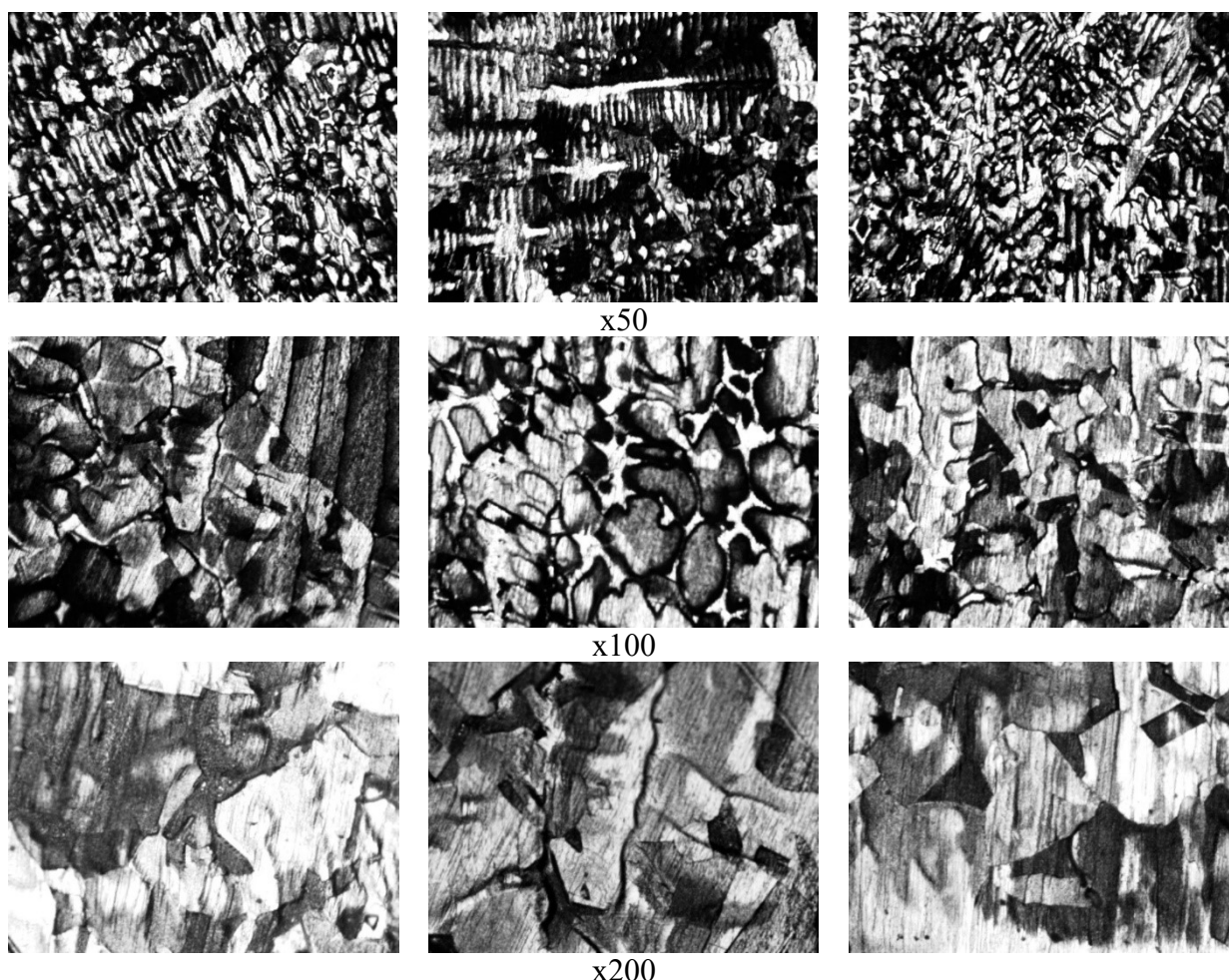


Рисунок 8 - Макроструктура сплава НВЗв, после горячего деформирования на 20% при разных увеличениях

На рисунок 8 при 50-кратном увеличении отлично видны остатки дендроидной структуры начального слитка, а при дальнейшем увеличении (x100 и x200) хорошо просматриваются межзеренные границы. Таким образом, после горячего деформирования на 20% в сплаве НВЗв литая структура разрушена не полностью, и присутствуют остаточные крупные зерна.

На снимках на рисунок 9 при 50-кратном увеличении видно, что литая структура полностью разрушена. На увеличениях x100 и x200 заметно отсутствие крупных зерен и явных границ между ними; текстуры, характерной для прокатки, не фиксируется, расположение структурных элементов произвольно.

Таким образом, проведенное исследование новой технологии производства заготовок для горячего прессования и последующего изготовления труб путем анализа схемы совокупного деформирования и макроструктуры после горячей прокатки и ковки на молоте показало, что в полученных полуфабрикатах не наблюдается литой структуры, нет пор и иных структурных несовершенств и дефектов, что полностью отвечает требованиям к дальнейшей обработке.

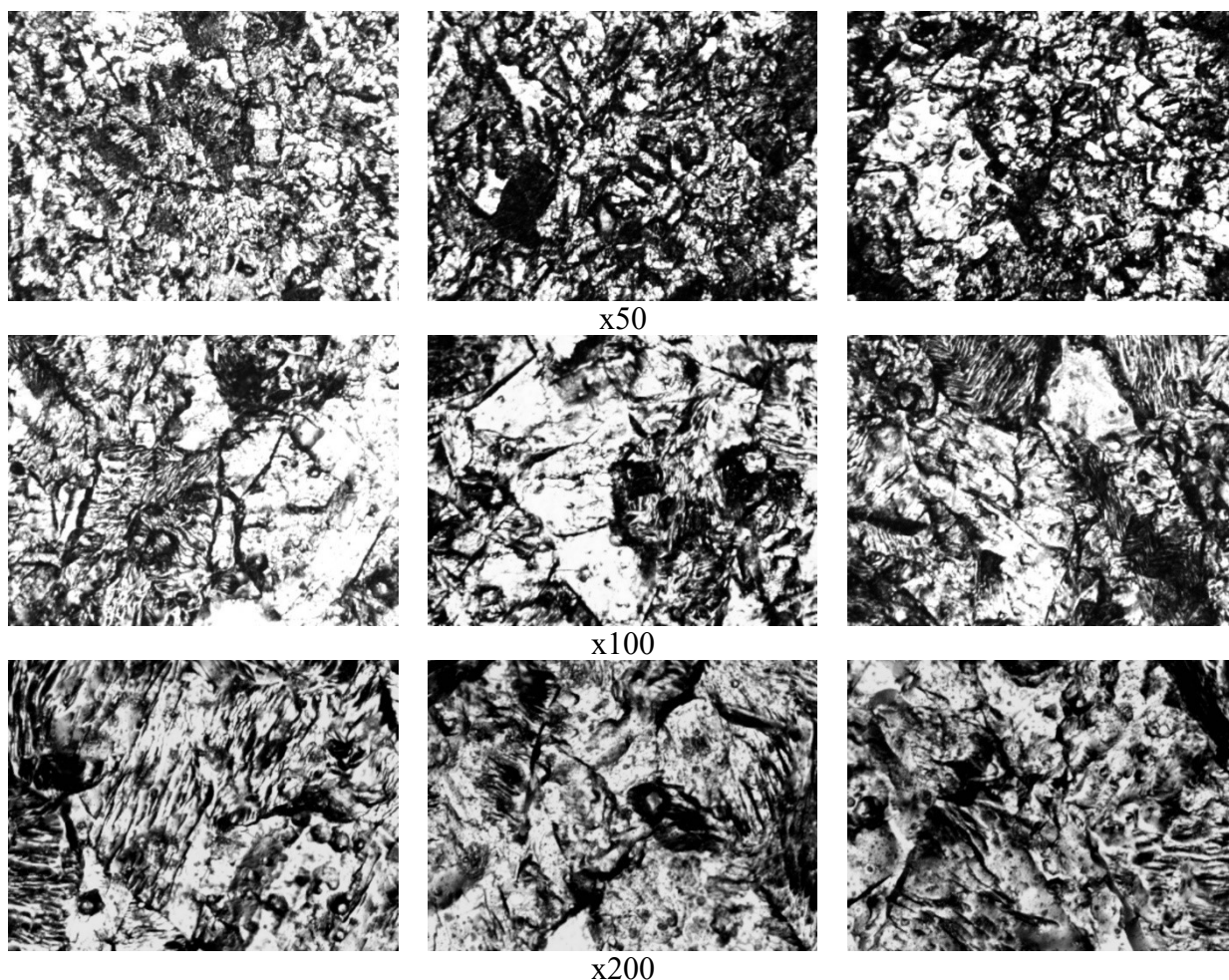


Рисунок 9 - Макроструктура сплава HB36 после горячего деформирования иковки с суммарной деформацией 70% в горячем состоянии при разных увеличениях

Заключение.

Рассмотрена новая технология заготовок для горячего прессования и последующего изготовления труб, которая экономически целесообразна для малых партий. На примере никелевого сплава HB36 детально описан процесс получения таких изделий. Проанализирована схема деформаций при последовательной горячей прокатке и ковке. Проведен макроструктурный анализ образцов на разных этапах обработки, показана эволюция структуры материала на этапах техпроцесса. Так как финансово и технологически доказана эффективность представленной технологии, то может быть поставлен вопрос о большей типизации процесса (для различных марок сплавов) и замены ручного труда роботизированным комплексом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Теория и технология валковой штамповки: моногр. / В. А. Голенков, С. Ю. Радченко, Д. О. Дорохов. - М. : Оружие и технологии, 2019. - 396 с. : ил.
2. Научные основы упрочнения комплексным локальным деформированием [Текст] / В.А. Голенков, С.Ю. Радченко, Д.О. Дорохов, Г.П. Короткий. – М.: ООО «Издательство Машиностроение», Орел: Госуниверситет-УНПК, 2013. – 122 с.
3. Горячая прокатка слитков, имеющих форму призмы с основанием в виде равнобедренной трапеции, как процесс с комплексным локальным нагружением очага деформации [Текст] / Голенков В.А., Радченко С.Ю., Д.О. Дорохов // «Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии». – Орел: ОГУ имени И.С. Тургенева, № 6(356). — 2022г. – С 149-156.
4. Влияние истории деформирования и режимов термической обработки на механические свойства никелевых лент толщиной 0,05мм [Текст] / Голенков В.А., Радченко С.Ю., Д.О. Дорохов // «Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии». – Орел: ОГУ имени И.С. Тургенева, № 6(350). — 2021г. – С 54-62.

5. Диаграммы состояния двойных металлических систем: Справочник : В 3 т. / Под общ. ред. Н. П. Лякишева Т. 3, кн. 1

Радченко Сергей Юрьевич
ФГБОУ ВО «ОГУ им. И.С. Тургенева», г. Орел
Доктор технических наук, профессор, проректор по научно-технологической деятельности и аттестации научных кадров
302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
Тел. +7(4862) 47-50-71
E-mail: radsu@rambler.ru

Голенков Вячеслав Александрович
ФГБОУ ВО «ОГУ им. И.С. Тургенева», г. Орел
Доктор технических наук, профессор, руководитель научной школы
302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
Тел. +7(4862) 43-26-06
E-mail: president@ostu.ru

Дорохов Даниил Олегович
ФГБОУ ВО «ОГУ им. И.С. Тургенева», г. Орел
Доктор технических наук, доцент, профессор кафедры машиностроения
302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
Тел. +7(910)208-44-02
E-mail: ddostu@mail.ru

V.A. GOLENKOV, S.Y. RADCHENKO, D.O. DOROKHOV

RESEARCH OF THE TECHNOLOGY FOR MANUFACTURING CYLINDRICAL BLANKS FOR THE PRODUCTION OF PIPE FROM NICKEL BASE ALLOY

Abstract. *The technology of manufacturing billet by sequential hot rolling and forging is considered. Using the example of small-scale production from HB3v alloy, the economic efficiency of the process under consideration is shown. Structural changes in the material at different stages of processing are shown.*

Keywords: *metal forming, hot rolling, forging, material macrostructure, nickel-tungsten alloy, mechanical processing.*

BIBLIOGRAPHY

1. Theory and technology of roll stamping: monograph / V. A. Golenkov, S. Y. Radchenko, D. O. Dorokhov. - M. : Weapons and technologies, 2019. - 396 p. : ill.
2. Scientific foundations of hardening by complex local deformation [Text] / V.A. Golenkov, S.Y. Radchenko, D.O. Dorokhov, G.P. Korotkiy. – M.: LLC "Publishing House of Mechanical Engineering", Orel: Gosuniversitet-UNPK, 2013. – 122 p.
3. Hot rolling of ingots having the shape of a prism with a base in the form of an isosceles trapezoid as a process with complex local loading of the deformation site [Text] / Golenkov V.A., Radchenko S.Yu., D.O. Dorokhov // "Fundamental and applied problems of engineering and technology". – The eagle: I.S. Turgenev OSU, No. 6(350). -- 2021 – From 54-62.
4. The influence of the history of deformation and heat treatment modes on the mechanical properties of nickel tapes with a thickness of 0.05mm [Text] / Golenkov V.A., Radchenko S.Yu., D.O. Dorokhov // "Fundamental and applied problems of engineering and technology". – The eagle: I.S. Turgenev OSU, No. 6(350). -- 2021 – From 54-62.
5. Diagrams of the state of double metal systems: Reference book : In 3 volumes / Under the general editorship of N. P. Lyakishev Vol. 3, book 1

Radchenko Sergey Yuryevich
«Orel State University named after I.S. Turgenev», Orel
Ph.D., professor, vice-rector for scientific and technological activities and certification of scientific personnel
302020, Orel, Naugorskoe Shosse, 29
Ph.: +7(4862) 47-50-71
E-mail: radsu@rambler.ru

Golenkov Vyacheslav Aleksandrovich
«Orel State University named after I.S. Turgenev», Orel
Ph.D., professor, head of scientific school
302020, Orel, Naugorskoe Shosse, 29
Ph.: +7(4862) 43-26-06
E-mail: president@ostu.ru

Dorokhov Daniil Olegovich
«Orel State University named after I.S. Turgenev», Orel
Ph.D., assistant professor, professor, department of mechanical engineering
302020, Orel, Naugorskoe Shosse, 29
Ph.: +7(910)208-44-02
E-mail: ddostu@mail.ru

© В.А. Голенков, С.Ю. Радченко, Д.О. Дорохов, 2024

И.И. СВИРИДЕНКО, Д.И. СВИРИДЕНКО

ПРИМЕНЕНИЕ НАДВОДНЫХ БЕСПИЛОТНЫХ АППАРАТОВ ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ СПАСАТЕЛЬНЫХ ОПЕРАЦИЙ ПРИ НАВОДНЕНИЯХ

Аннотация. Предложено использовать надводные беспилотные аппараты для обеспечения спасательных операций при наводнениях и разливах рек. Приведен анализ возможного их применения. Рассмотрены задачи, которые могут решать надводные беспилотники в сложных паводковых условиях. Сформулированы требования, предъявляемые к надводным беспилотникам спасательного назначения, предложены методы их выполнения. Представлен обзор современного состояния отечественных и зарубежных скоростных надводных беспилотных аппаратов, которые могут использоваться при поисково-спасательных операциях, рассмотрены особенности их конструкций, основные свойства и технические характеристики, перспективы использования. Даны рекомендации по созданию беспилотных аппаратов подобного назначения. Сделан вывод о необходимости ускоренного развития в отечественном кораблестроении направления надводных беспилотных аппаратов спасательного назначения.

Ключевые слова: надводный беспилотный аппарат, наводнение, поисково-спасательная операция, спасательные средства, пропульсивная установка.

Введение.

Одной из наиболее сложных задач при организации спасательных операций в условиях наводнений и разливах рек является доставка пострадавшим предметов первой необходимости еще до прибытия спасателей. Как правило, подобные операции необходимо проводить достаточно быстро ввиду трудно прогнозируемого дальнейшего изменения водной обстановки в районе бедствия [1].

Оперативная доставка пострадавшим предметов первой необходимости: медикаментов, питьевой воды, продуктов питания, сигнальных средств и средств связи, сухих теплых вещей и одеял, надувных спасательных средств и т.д. требует наличия быстроходных надводных, либо летающих транспортных средств. Непредсказуемость условий, в которых будет проводиться спасательная операция, обязывает непременно оказывать такую оперативную помощь. И в первую очередь в ней нуждаются маломобильные граждане, дети и люди пожилого возраста, живущие в отдаленных от центра районах.

Лимит времени для доставки предметов первой необходимости пострадавшим, находящимся в зоне бедствия, является ограничивающим фактором эффективности и результативности оказания помощи. Отсутствие в районе бедствия быстроходных средств доставки спасателей или самих спасательных средств к месту бедствия является одной из основных причин гибели людей в подобных условиях.

В нашей стране уже имеется достаточный опыт применения беспилотных летательных аппаратов (БПЛА) для мониторинга обстановки в паводковый период. Начиная с 2017 года в ряде постоянно подтопляемых регионов: в Томской, Иркутской, Воронежской областях, а также в Хабаровском крае осуществляется наблюдение с БПЛА за ледовой и паводковой обстановкой, что позволяет своевременно реагировать на изменение ситуации с разливом рек и минимизировать возможные негативные последствия паводка [2].

Однако использование БПЛА обеспечивает лишь часть решения задачи, а именно, осуществление постоянного наблюдения за обстановкой, наведение и сопровождение спасателей, направляющихся к местам нахождения пострадавших. Оперативная доставка спасателей зависит от наличия и количества располагаемых транспортных средств: лодок, катеров, автомобилей-амфибий, вертолетов. Да и численность спасательных подразделений МЧС не всегда может обеспечить одновременное проведение спасательных операций на обширной территории зоны бедствия.

Предлагается для технического обеспечения спасателей подразделений Министерства по чрезвычайным ситуациям (МЧС) при спасении людей и оказании помощи в условиях разлива рек и наводнений использовать надводные беспилотные аппараты (НБА) с дистанционной системой управления и сопровождения. Относительно небольшая стоимость таких НБА, простота конструкции, высокая скорость и маневренность, надежность прохождения ими мелководных участков смогут обеспечить эффективное решение задачи.

Целью статьи является обзор состояния и характеристик известных НБА, которые могут использоваться для обеспечения спасательных операций, формирование требований, предъявляемых к надводным беспилотникам спасательного назначения и анализ возможного их применения в условиях наводнений и разливах рек.

Актуальность рассматриваемой задачи определяется необходимостью создания подобных технических средств для служб, выполняющих поисково-спасательные операции при наводнениях и паводковых разливах рек. Количество районов, в которых происходят весенние разливы рек, их удаленное географическое положение, а также обширность территорий, попадающих под затопление, требует увеличения группировок МЧС и оснащения их соответствующими беспилотными техническими средствами.

Основные задачи для НБА при наводнениях и разливах рек

Согласно «Методических рекомендаций по организации подготовки и сопровождения паводкоопасного периода на территории субъекта РФ» [3], выполнение спасательных работ в условиях наводнений и катастрофических затоплений включает решение следующих задач:

- 1) поиск пострадавших;
- 2) обеспечение доступа спасателей к пострадавшим и спасение пострадавших;
- 3) оказание пострадавшим первой медицинской помощи;
- 4) эвакуацию пострадавших из зоны опасности.

В настоящее время эти задачи решаются силами поисково-спасательных групп с привлечением специалистов других ведомств. В действующей редакции 2023 года документа [2] при проведении аварийно-спасательных работ и первоочередном жизнеобеспечении населения предусмотрено оснащение привлекаемой группировки сил плавсредствами и необходимым оборудованием, включая использование беспилотных авиационных систем, оснащенных приборами видеонаблюдения и тепловизорами.

Решение ряда задач, а именно: видео-обследование открытых для обзора обширных участков акватории, поиск пострадавших, оперативная доставка пострадавшим необходимых медикаментов и предметов первой необходимости может осуществляться надводными беспилотными аппаратами. Информация, полученная техническими средствами видео-обследования, установленными на НБА, поможет повысить эффективность работы поисково-спасательных групп, отправляемых для оказания помощи пострадавшим. Получение точных сведений об обстановке в районе планируемых поисково-спасательных работ поможет заранее предпринять меры безопасности при их проведении.

НБА могут осуществлять доставку пострадавшим надувных спасательных средств: лодок и плотов, а также последующую буксировку этих надувных средств уже с пострадавшими к местам эвакуации. Сопровождение НБА летающим беспилотником со средствами видеонаблюдения, осуществляющим постоянный контроль меняющейся обстановки в районе бедствия, повысит безопасность эвакуации.

Формирование требований к НБА спасательного назначения

На основе анализа возможных задач, предстоящих выполнять спасательным НБА при наводнениях, а также условий, в которых эти задачи могут решаться, предлагается перечень основных требований к таким беспилотникам. К ним относятся:

- относительно высокая мореходность;
- достаточная маневренность;
- отсутствие выступающих элементов на днище и палубе;
- максимальная остойчивость;
- высокая надежность функционирования;
- относительно небольшая масса и габариты всего беспилотника;
- максимальный упор двигателя;
- минимальные масса и габариты энергетической установки;
- наличие реверса;
- максимальный запас хода;
- оптимальная скорость;
- достаточная прочность корпуса;
- наличие транспортного отсека;
- наличие отсека / площадки на палубе для БПЛА сопровождения;

– эффективная и надежная система связи оператора с НБА.

Надводный беспилотник должен иметь относительно высокую мореходность, так как проведение спасательной операции может проходить в сложных погодных условиях при сильном ветре и волнении. Маневренность НБА необходима для успешного маневрирования на соответствующей скорости среди различных плавающих предметов и при обходе порогов. Подобные показатели должны обеспечиваться на этапе проектирования методом прототипирования с применением отработанных многолетней практикой технологий расчета и выбора необходимых обводов и компоновки корпуса. Высокая маневренность, кроме того, достигается использованием определенного типа рулевого устройства. В данном случае максимальную маневренность может обеспечить водометный движитель с поворотным соплом – руль активного типа.

Обязательное применение в качестве движителя водомета, размещенного внутри корпуса беспилотника, диктуется и требованием отсутствия каких-либо выступающих элементов на корпусе НБА. Многолетняя практика эксплуатации надводных судов и катеров с водометными движителями с защищенным решеткой от попадания посторонних предметов водоводом в условиях большого количества различных плавающих на поверхности воды предметов и притопленных препятствий подтверждает использование водометного движителя как единственное верное техническое решение [4].

Не должно быть выступающих элементов на палубе НБА. Все внешние устройства, размещаемые на корпусе и палубе: видеокамеры, антенны, переговорные гарнитуры, фонари, буксирные рымы, запорные устройства моторного и грузового отсеков должны быть утоплены в корпусе или размещаться в обтекаемых чехлах, минимально выступающих над внешней поверхностью корпуса.

Максимальная остойчивость беспилотника обеспечивается малой высотой его корпуса над ватерлинией и большим соотношением ширины корпуса к высоте. Кроме того, небольшая высота корпуса позволит получить минимальную парусность всего аппарата.

Относительно небольшая масса НБА (от 0,5 до 1,5 т) позволит использовать стандартные автотранспортные средства и даже авиацию для их доставки в район наводнения.

Высокая надежность работы энергетической установки с минимальными ее массой и габаритами достигается применением малогабаритного четырехтактного ДВС. Наиболее оптимальным вариантом ДВС является четырехтактный двигатель, как наиболее экономичный, применяемый на современных водных мотоциклах и катерах.

В связи с тем, что эксплуатация спасательного НБА будет проходить на воде в условиях постоянного наличия взвеси из ила, грязи, ледяной шуги и другого мусора, система охлаждения двигателя должна иметь высокую надежность. Применение днищевого теплообменного аппарата позволит отказаться от внешнего контура охлаждения и исключить вероятность перегрева двигателя при возможном попадании мусора в систему. Однако эффективность теплоотвода от днищевого теплообменника при движении НБА на малой скорости будет минимальной, что может привести к перегреву двигателя. Более высоких показателей надежности работы можно достичь при двухконтурной схеме системы охлаждения с возможностью реализации реверсивного движения внешнего контура.

Достаточно высокая мощность двигателя и соответствующая частота вращения ротора водомета позволят получить максимальный упор движителя, необходимый для транспортировки или буксировки.

Максимальный запас хода обеспечивается необходимым количеством топлива для длительной (многочасовой) работы пропульсивной установки и требует соответствующего объема в кокпите для размещения топливного бака большого объема. Естественно, увеличение размеров топливного бака не должно производиться за счет уменьшения объема грузового отсека и сокращения полезной нагрузки НБА. Максимальная продолжительность работы двигателя на минимальной мощности с обеспечением крейсерской скорости беспилотника должна способствовать увеличению запаса его хода. Соответственно, следует обязательно учитывать и работу двигателя на максимальной мощности, когда будет стоять задача максимально быстрой доставки грузов к месту бедствия. В любом случае, при расчете запасов топлива и определении размеров топливного бака следует выбирать некую оптимальную скорость с учетом возможного перечня решаемых беспилотником задач. Кроме того,

расположение топливного бака в корпусе не должно влиять на изменение его дифферента по мере расходования топлива.

Обязательное наличие реверса диктуется условиями, в которых предстоит эксплуатировать спасательный НБА. Половодье и наводнения, как правило, сопровождаются перемещением различных плавающих предметов по поверхности воды: коряг, бревен, веток, фрагментов деревянных построек, обломков не растаявшего льда и т.п., которые формируют всевозможные заторы и зажоры. Преодоление таких участков и их обход невозможен без использования управляемого реверса водомета.

Достаточная прочность корпуса необходима для преодоления беспилотником труднопроходимых районов с возможными подводными препятствиями, плавающими предметами, льдинами и т.п., а также участков мелководья. Прочность корпуса должна достигаться применением современных материалов и технологий стеклопластиковой формовки, обеспечивающих надежное и безопасное функционирование НБА в непредсказуемых условиях его эксплуатации.

Поскольку рассматриваемый НБА при выполнении своей спасательной миссии должен осуществлять и решение транспортных задач, в его корпусе должен быть предусмотрен транспортный отсек достаточно большого объема.

Использование своего беспилотного летающего аппарата сопровождения потребует наличие отсека или выделенной площадки на палубе для размещения бортового БПЛА (конвертоплана), а также специальных коммутирующих устройств для подзарядки его аккумуляторных батарей от генератора НБА. При затруднении посадки БПЛА на палубу надводного беспилотника, БПЛА должен иметь возможность посадки на воду [5].

Эффективная и надежная система связи оператора с беспилотником является основой его функционирования и безопасности при выполнении поисково-спасательной операции. Система должна быть многоканальной и включать: спутниковый канал (основной) – для осуществления управления, телеметрии и обеспечения видеосвязи, и резервный канал (коротковолновая радиосвязь), который может дублировать передачу команд управления и телеметрии, а также поддерживать аудиосвязь с пострадавшими и передавать отдельные кадры съемки окружающей обстановки. Для поддержания коротковолновой радиосвязи следует использовать бортовой БПЛА сопровождения как ретранслятор.

Полный перечень требований может быть сформулирован лишь в процессе создания и проведения испытаний спасательного НБА в натурных условиях. На этом этапе к разработчикам должны подключиться специалисты спасательных служб МЧС для корректировки и дополнения перечня задач, которые предстоит выполнять спасательным НБА в реальных условиях наводнений.

Обзор состояния и анализ характеристик существующих НБА

Известные разработки надводных беспилотников и их успешное использование для решения различных задач на воде свидетельствуют о повышенном внимании специалистов к подобным техническим средствам. Уже созданы НБА для патрулирования и охраны водных районов и побережья [6-9], для обеспечения проведения поисково-спасательных операций на море [10]. В большинстве известных публикаций об использовании скоростных НБА рассматриваются их возможности для боевого применения, патрулирования или защиты морских и прибрежных объектов [11], предотвращения нападения морских пиратов [12]. Подробный анализ подобных современных НБА сделан нами в [13].

Примером скоростного НБА для обеспечения спасательных операций может служить отечественная платформа «Кибербоат-330» (рисунок 1, а, б) совместной разработки концерна «Гранит-Электрон», Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого и НПК «Морсвязьавтоматика» (2021 г.) [14]. Помимо своего основного назначения: противодействия браконьерам, а также преследования, патрулирования и сканирования надводных акваторий, платформа предлагается для служб спасения и гидрографии. Аппарат имеет длину 3,3 м, ширину – 1,58 м, осадку – 0,34 м, водоизмещение составляет 0,55 т, снаряженная масса – 390 кг, полезная нагрузка – 160 кг. Гибридная энергетическая установка включает двухтактный ДВС и электродвигатель мощностью, соответственно, 99 и 25 кВт, с водометным движителем. ДВС обеспечивает дальность хода 500 миль, электродвижение (20-100 кВт·ч) – до 400 миль. В зависимости от емкости аккумуляторов запас топлива варьируется от 50 до 200 л. По данным разработчиков аппарат при максимальной скорости 60 узлов

обеспечивает дальность хода до 100 миль. Электродвижение позволяет иметь запас хода до 140 часов на дальность до 400 миль. Корпус аппарата построен по схеме водного мотоцикла, оснащен водометом и прочным днищем, что позволяет ему на скорости уверенно проходить участки мели [15].

К достоинствам «Кибербоат-330» следует отнести использование современной системы дистанционного управления при помощи автоматизированного рабочего места с VR-средой (рисунок 1, в), радиолокационной станцией, спутниковой связью и набором датчиков, связанных с нейронной сетью, позволяющей решать свои основные задачи [16]. Кроме того, аппарат оборудован системами технического зрения, расхождения с препятствиями и поддержки курса. В отличие от других НБА «Кибербоат-330» может восстанавливать свое нормальное положение после опрокидывания. Для этого применяется надувной баллон, размещаемый на кормовой стойке (рисунок 1, б).

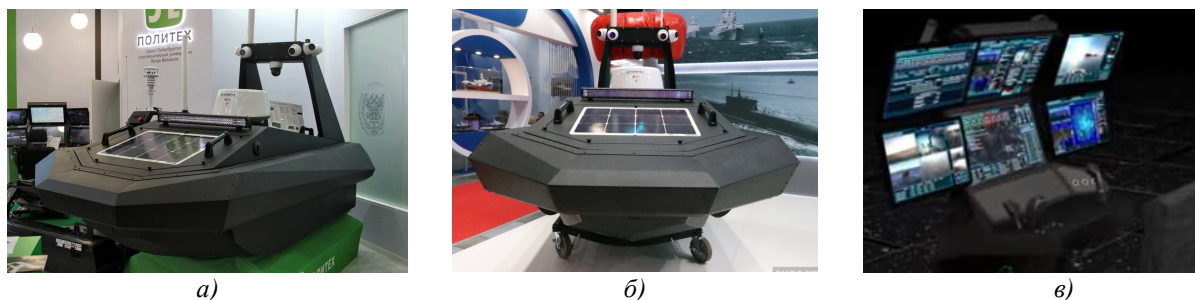


Рисунок 1 – Скоростной НБА «Кибербоат-330»:

а – внешний вид платформы; б – «Кибербоат-330» с надувным баллоном для возвращения в нормальное положение после опрокидывания; в – рабочее место оператора управления

С учетом оснащения соответствующим бортовым оборудованием эта платформа может уже сейчас применяться и для обеспечения поисково-спасательных операций.

Другим практическим примером служит безэкипажный катер «Лабиринт» (рисунок 2), предназначенный для патрулирования, мониторинга нефтебаз и газохранилищ, созданный концерном «Моринформсистема-Агат» (2023 г.) на базе канадского водного мотоцикла. Помимо «Лабиринта» этот же концерн разработал безэкипажный катер «Фарватер», предназначенный для буксировки, поисковых и спасательных операций [17].

Основное преимущество приведенных выше НБА – использование в качестве своей несущей платформы корпуса водного мотоцикла, обеспечивающего необходимую скорость, отличающегося мореходностью и в сочетании с применяемым водометным движителем – высокой маневренностью. Однако их общим серьезным недостатком является большое количество выступающих за пределы корпуса конструктивных элементов, которые с учетом сформулированных выше требований к НБА спасательного назначения не позволят безопасно преодолевать труднопроходимые участки с массой плавающих деревянных конструкций, деревьев, кустов, заборов и т.п., характерных для зон наводнений и паводковых разливов рек. Указанная конструктивная особенность ограничит применение подобных аппаратов только для спасательных операций на открытой воде.



Рисунок 2 – Безэкипажный катер «Лабиринт»

Особый интерес для обеспечения спасательных операций на воде представляют роботизированные спасательные комплексы АО «Научно-производственное предприятие «Радар ммс», предназначенные для доставки надувных спасательных средств оказавшимся в воде людям: «Аврора» и «Кальмар» (рисунок 3, а - д) [18]. Комплекс «Аврора» осуществляет доставку одного надувного плота. Беспилотный или пилотируемый вертолет доставляет надводный беспилотник в район бедствия по воздуху и сбрасывает его на воду. Далее беспилотник движется к терпящему бедствие и выбрасывает надувной спасательный плот для одного человека. Длина корпуса «Авроры» составляет 1,45 м, ширина – 0,35 м, высота – 0,3 м, масса – до 30 кг, автономность при полном энергопотреблении – 60 минут. Электродвигатель с водометом позволяют развивать скорость до 20 узлов при шторме до 6 баллов и нести полезную нагрузку до 12 кг.

Многоразовый роботизированный катамаран «Кальмар» (рисунок 3, е) доставляет в район бедствия более габаритный груз. Оба комплекса могут действовать как в автоматическом, так и в ручном режиме при управлении с дистанционного пульта авиационного или наземного базирования. По данным разработчиков, эти роботизированные комплексы выполнены на отечественной элементной базе, прошли испытания и готовы к серийному производству.

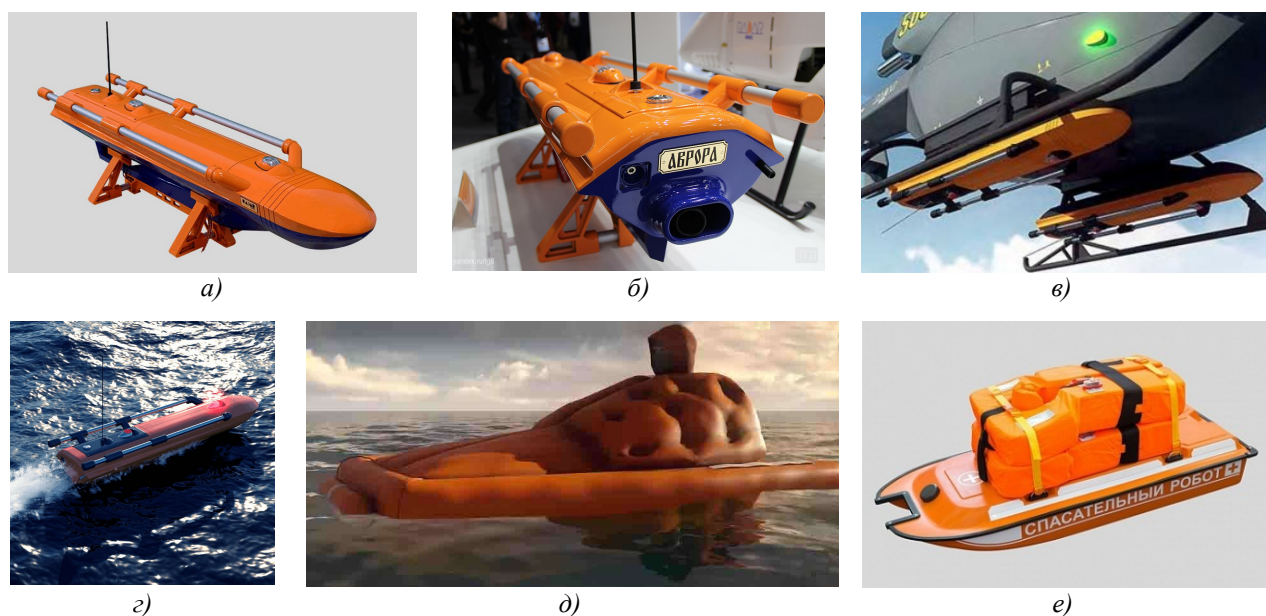


Рисунок 3 – Роботизированные спасательные комплексы НПП «Радар ммс»:

а, б – внешний вид беспилотника «Аврора»; в – доставка беспилотников вертолетом; г – самостоятельное движение беспилотника к пострадавшему; д – развернутый надувной спасательный плот; е – многоразовый роботизированный катамаран «Кальмар»

Особенностью данных комплексов является возможность поиска пострадавшего в автономном, полностью автоматическом режиме. Для этого пострадавший должен иметь у себя специальный маяк (ручной браслет), по сигналу которого осуществляется поиск места его нахождения [19]. Указанное условие вполне выполнимо, если речь идет об экипажах судов или персонале морских платформ. Но при решении подобной задачи в условиях стихийного бедствия из-за наводнения или половодья, реализация такого условия невозможна. Тем не менее, уровень решения задач поиска и доставки спасательных средств пострадавшим на воде, достигнутый и реализованный специалистами отечественного НПП «Радар ммс», дает основание рассчитывать на необходимое техническое решение и для условий наводнений.

Сопоставимыми с «Авророй» техническими характеристиками обладает американский беспилотник «EMILY» (Emergency Integrated Lifesaving Lanyard – Аварийный интегрированный спасательный лань), предназначенный для доставки пострадавшим спасательных жилетов (рисунок 4) [20]. Он может держать на себе одновременно шесть человек, а также буксировать пострадавшего на расстояние до 730 м. Длина беспилотника – 1,22 м, масса – 11 кг, максимальная скорость – 22 узла, запас хода – 20 минут. Аппарат изготовлен из кевлара и композитных материалов, оборудован электродвигателем с

водомером, ночной подсветкой, аппаратурой двухсторонней радиосвязи и бортовой видеокамерой для контакта спасателей с пострадавшими. Эти беспилотные аппараты уже используются американской береговой охраной и ВМС. Разработан беспилотник американской компанией по производству морской робототехники «Hydronalix».



Рисунок 4 – Дистанционно управляемое роботизированное средство «EMILY»:

а – движение по воде; б – удержание пострадавшего на воде; в – преодоление волн при старте от берега

Наиболее представительным из известных НБА является надводный аппарат для наблюдения и разведки MANTAS T-12 (рисунок 5) [21], разработанный американским отделением австралийской компании MARTAC, который в различных модификациях проходит испытания с 2018 г. Это многоцелевая платформа-катамаран длиной – 3,6 м, шириной – 0,92 м, высотой – 0,36 м. При массе около 100 кг платформа рассчитана на размещение полезной нагрузки до 63,5 кг. Электроэнергетическая установка MANTAS T-12 с аккумуляторными батареями большой емкости обеспечивает крейсерскую скорость 20 узлов, а дальность плавания без подзарядки составляет 120 миль. Многоканальная оптико-электронная станция SeaFlir 230 выполняет необходимый обзор для работы оператора управления, связь с которым осуществляется радиоканалом стандарта 4G/LTE. Кроме того, разработчики заявляют о возможности решения ряда задач бортовой системой управления самостоятельно, а также о перспективе использования солнечных панелей для подзарядки аккумуляторов и о применении в будущем гибридной энергетической установки.

Особенностью MANTAS T-12 является применения в качестве движителя гребных (погружных) винтов с классическим перьевым рулем, что с одной стороны, повышает его пропульсивные свойства, но с другой, снижает маневренные качества (по сравнению с традиционно используемыми для подобных НБА водомерами) и ограничивает применение платформы в условиях плавающих на поверхности воды предметов, травы, водорослей и т.п. Поэтому, несмотря на современный уровень применяемой системы управления, и используемого бортового оборудования, а также очевидные преимущества катамаранной схемы корпуса, вариант MANTAS T-12 с рассмотренной пропульсивной установкой с гребными винтами и классическим рулем для решения задач обеспечения спасательных операций при разливах рек напрямую использован быть не может.



Рисунок 5 – Многоцелевая платформа-катамаран MANTAS T-12:

а – общий вид платформы; б – экспозиция компании MARTAC на ежегодном симпозиуме Ассоциации надводного флота SNA-2018 (США, Кристал-Сити, штат Вирджиния, январь, 2018 г.); в – интерфейс системы управления и навигации

Следует отметить общий недостаток рассмотренных выше вариантов надводных беспилотников. Это – наличие достаточно большого количества выступающих за пределы корпуса конструктивных элементов. Данное обстоятельство ограничит прямое копирование подобных разработок, тем более что они предназначены для решения иных задач. Тем не менее, использование полученного при создании этих беспилотников опыта, во многом облегчит решение рассматриваемой проблемы.

Специалистов МЧС должна заинтересовать разработка платформы скоростного НБА «Сарган» Севастопольского государственного университета (рисунок 6), предназначенная для отработки показателей ходкости, остойчивости, маневренности и управляемости [22]. Длина «Саргана» – 2,12 м; ширина – 0,53 м; высота наибольшая – 0,37 м; масса – 14 кг; масштабная скорость – 33 узла; мореходность – 3 балла. Модель оснащена электродвигателем мощностью 8 кВт и осевым водометом, обеспечивающим упор 37 кг. В модели предусмотрен вместительный грузовой отсек, составляющий 2/3 длины корпуса, где может размещаться полезная нагрузка до 15 кг.

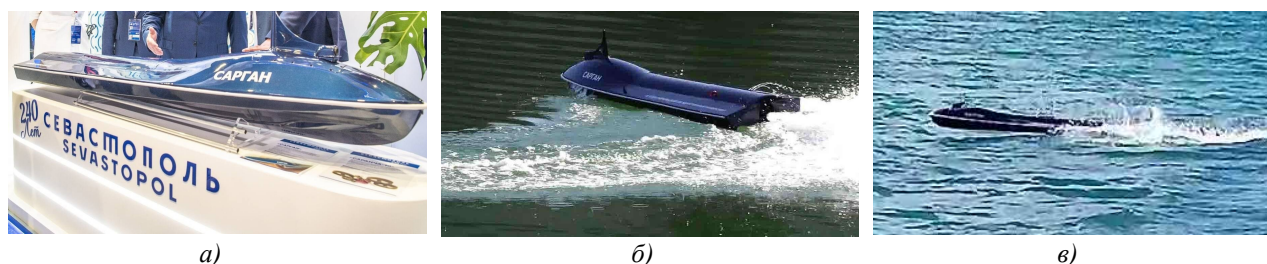


Рисунок 6 – Экспериментальная платформа скоростного НБА «Сарган»:
а – «Сарган» на Петербургском международном экономическом форуме
(Санкт-Петербург, июнь 2023 г.); б, в – испытания

Особенностями разработанной платформы являются высокая скорость и маневренность (разворот радиусом, менее одной длины корпуса), минимальные масса и габариты энергетической установки, двухконтурная система охлаждения электродвигателя и контроллера, самостоятельное восстановление нормального положения после опрокидывания, отсутствие выступающих элементов на палубе и днище корпуса. Конструкция платформы предусматривает возможность размещения бортового БПЛА сопровождения. В настоящее время ведется работа по масштабированию испытанной в натурных условиях модели и формированию облика реального НБА.

Пути создания беспилотных аппаратов спасательного назначения

Рассмотренные выше НБА (кроме «EMILY») представляют собой экспериментальные разработки, реализованные в одном или нескольких экземплярах, либо опытно-промышленные образцы, практически готовые к массовому производству. Особенности конструкций этих беспилотников не позволяют их использовать в существующем виде для обеспечения спасательных операций при наводнениях. Тем не менее, достигнутые результаты и полученные характеристики уже являются серьезной базой для создания беспилотных аппаратов указанного назначения.

Анализ существующих проблем создания и развития надводных беспилотников и робототехнических комплексов приведен в [23–25]. В частности, авторами работы [25] показано, что их решение требует учета множества факторов, включая аспекты производственного, экономического, технического и экологического характера. И получение ожидаемого результата вполне возможно, о чем свидетельствуют достижения в развитии БПЛА [26].

Помимо организационной составляющей, серьезным препятствием в решении проблемы остаются отсутствие отечественных ДВС для пропульсивных установок НБА и соответствующих систем связи, обеспечивающих надежное управление беспилотниками на больших удалениях.

Пока отечественные моторостроители решают задачу формирования линейки необходимых двигателей, сегодня следует использовать зарубежные (пусть даже бывшие в эксплуатации) двигатели водных мотоциклов «Rotax», «Yamaha», «Kawasaki» и т.д., имеющиеся в стране в большом количестве. Диапазон их мощности давно перевалил за 300 л.с.

Эти двигатели зарекомендовали себя как достаточно надежные главные элементы пропульсивных установок, серийно выпускаемых зарубежными производителями на протяжении многих десятилетий. И в нашей стране имеется опыт их эксплуатации, технического и ремонтного обслуживания. А для обеспечения необходимой скорости и осуществления буксировки лодок с пострадавшими из района затопления необходимы пропульсивные установки, имеющие большой упор.

Среди отечественных лодочных моторов, к сожалению, пока нет двигателей подобной мощности. Да и производство большинства выпускавшихся в советский период лодочных двигателей сегодня прекращено. Тем не менее, используя опыт севастопольских конструкторов, которые еще в 90-е годы прошлого столетия устанавливали мотоблоки от отечественных подвесных лодочных двигателей «Вихрь-30Р Электрон» Куйбышевского моторостроительного производственного объединения им. Фрунзе (г. Самара) и «Бийск-45» АО «Конвейер» (г. Бийск) на водные мотоциклы собственной разработки «Морской конек», можно за достаточно короткий промежуток времени создать пропульсивную установку для НБА спасательного назначения. Подобный путь прошли и московские разработчики, которые в те же 90-е годы устанавливали мотоблок от «Вихрь-30» на свой водный мотоцикл «Wajest». Дальше всех в тот период пошли уфимские моторостроители (Уфимское моторостроительное производственное объединение), выпускавшие двигатели для своего снегохода «Рысь» и водного мотоцикла «ВМ-650», а также водного мотоцикла «Лидер» Луховицкого машиностроительного завода.

При решении поставленной задачи следует обратить внимание на отечественные автомобильные четырехтактные ДВС, которыми сегодня оснащаются катера и скоростные лодки. Примером может стать лодочный мотор «IMPULSE», выпускаемый на базе двигателей ВАЗ современных моделей с 2009 года в подвесном варианте с осевым или центробежным водометом. Этот двигатель оснащен современной системой распределенного впрыска и микропроцессорного зажигания, а также микроконтроллером, отслеживающим соблюдение заданных параметров управления и обеспечивающим диагностику системы и ее программную защиту от аварийных ситуаций [27].

Развитие надводных беспилотных систем невозможно без современных средств связи, включая спутниковую, а также без использования искусственного интеллекта. Одно из условий, всегда сопутствующих выполнению поисково-спасательных операций – жесткий лимит времени. В таких условиях именно искусственный интеллект обеспечит эффективное решение задачи, в первую очередь, задачи поиска и идентификации.

При создании НБА спасательного назначения следует использовать отработанные технологии проектирования и постройки скоростных судов и катеров, а также современные композитные материалы. Кроме того, к решению поставленной задачи необходимо привлекать спортсменов-судомоделистов и водомоторников, имеющих огромный опыт по использованию новейших достижений науки и техники при создании скоростных радиоуправляемых моделей и спортивных лодок.

С целью организации создания беспилотных аппаратов спасательного назначения необходимо формирование единого Центра по координации решаемых задач. Такой Центр может быть создан при МЧС. Центр должен обеспечивать финансирование и контроль разработок и реализации проектов, привлекая соответствующие научно-технические и производственные организации, имеющие профильных специалистов, опыт и необходимый задел в решении рассматриваемой проблемы.

Заключение

Использование надводных беспилотных аппаратов может стать результативным шагом в решении задачи повышения эффективности спасательных операций при наводнениях, в условиях разлива рек в паводковый период. Основным преимуществом использования скоростных НБА спасательного назначения является минимизация фактора времени и ограниченности располагаемых технических средств доставки при решении соответствующих задач.

К бесспорным преимуществам таких НБА следует отнести относительно небольшую стоимость, возможность развивать достаточно большую скорость при выполнении задачи доставки надувных спасательных средств и медикаментов, отсутствие каких-либо выступающих частей на днище и палубе, высокую мореходность и остойчивость, способность

эффективного маневрирования, наличие реверса, минимальную парусность. Наличие бортового электрогенератора в составе энергетической установки НБА обеспечит подзарядку аккумуляторных батарей БПЛА сопровождения. Относительно небольшая масса НБА (от 0,5 до 1,5 т) позволит использовать стандартные транспортные средства и авиацию для их доставки в район бедствия.

С целью унификации подобных НБА следует разработать общую платформу, на базе которой можно будет решать задачи формирования надводных спасательных и транспортных беспилотных аппаратов различного водоизмещения и грузоподъемности. Для выбора основных параметров такой платформы предлагается использовать опыт создания надводной скоростной платформы «Сарган», полученный в Севастопольском государственном университете, а также опыт других разработчиков, отечественных предприятий ВПК и спасательных подразделений МЧС.

Успешное решение рассмотренной проблемы требует ускоренного развития в отечественном кораблестроении направления надводных беспилотных аппаратов спасательного назначения и создание соответствующих систем связи и управления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Корохов В.С., Хаустов С.Н. Методика определения потребности в аварийно-спасательных силах и средствах для ведения аварийно-спасательных работ при наводнениях // Современные технологии обеспечения гражданской обороны и ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций, 2012. – № 1(3). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/metodika-opredeleniya-potrebnosti-v-avariyno-spasatelnyh-silah-i-sredstvah-dlya-vedeniya-avariyno-spasatelnyh-rabot-pri-navodneniyah> (дата обращения: 9.01.2024).
2. Российский опыт применения дронов для борьбы с весенним паводком и наводнениями. URL: <https://dji-blog.ru/naznachenie/primery-primeneniya/rossijskij-opyt-primeneniya-dronov-dlja-borby-s-vesennim-pavodkom-i-navodnenijami.html?ysclid=luzuwls3j0769842019> (дата обращения: 10.01.2024).
3. Методические рекомендации по организации подготовки и сопровождения паводкоопасного периода на территории субъекта Российской Федерации. Утв. МЧС России 09.03.2023. URL: <https://mchsrd.ru/files/G4t45Hd6Kqi1E5V2Y3t5sGmfV9e6Ut5BHHpFLLIT.pdf?ysclid=lvxv3gonpi731452256> (дата обращения: 25.12.2023).
4. Лобачев М.П., Русецкий А.А., Яковлев А.Ю. Проектирование и гидродинамический расчет водометных движителей. – СПб: Центральный научно-исследовательский институт им. академика А.Н. Крылова, 2014. – 144 с.
5. Воронков Ю.С., Воронков О.Ю. Летательный аппарат-конвертоплан-амфибия // Современные наукоемкие технологии, 2013. – № 11. – С. 12-18. URL: <https://top-technologies.ru/ru/article/view?id=33515> (дата обращения: 19.02.2024).
6. Ривкин Б.С. Беспилотные суда. Навигация и не только // Гироскопия и навигация, 2021. – № 1(112). – Том 29. – С. 111-132. DOI 10.17285/0869-7035.0059.
7. Комплексные системы безопасности объектов со стороны акваторий. URL: <https://ks2020.ru/> (дата обращения: 12.01.2024).
8. Макаренко С.И. Робототехнические комплексы военного назначения – современное состояние и перспективы развития // Системы управления, связи и безопасности, 2016. – № 2. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/robototekhnicheskie-kompleksy-voennogo-naznacheniya-sovremennoe-sostoyanie-i-perspektivy-razvitiya> (дата обращения: 12.01.2024).
9. Porathe, T., Maritime Autonomous Surface Ships (MASS) and the COLREGS: Do We Need Quantified Rules Or Is “The Ordinary Practice of Seamen” Specific Enough? // The International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation, 2019. – Vol. 13. – №. 3. – P. 511-517. DOI:10.12716/1001.13.03.04/.
10. MANTAS T-Series Unmanned Surface Vessels (USV). URL: <https://www.naval-technology.com/projects/mantas-t-series-unmanned-surface-vessels-usv/> (дата обращения: 11.11.2022).
11. Маевский А.М., Печайко И.А., Турсенев С.А. Применение морских робототехнических комплексов для мониторинга и анализа потенциально опасных подводных объектов // Проблемы управления рисками в техносфере, 2021. – № 2. – С.32-39.
12. Свириденко И.И., Свириденко Д.И. Надводный беспилотный аппарат для противодействия морским пиратам // Энергетические установки и технологии, 2023. – Т. 9. – № 2. – С. 130-134.
13. Свириденко И.И., Чуклин А.А., Свириденко Д.И. Обзор современного состояния морских малых скоростных надводных беспилотных аппаратов // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии, 2023. – № 3(359). – С. 151-163. DOI: 10.33979/2073-7408-2023-359-3-151-163.
14. Катер-беспилотник «Кибербоат-330» для борьбы с браконьерством. URL: <https://news.myseldon.com/ru/news/index/254243387> (дата обращения: 25.11.2022).
15. Морской беспилотник «Кибербоат». URL: https://dzen.ru/a/YOnFmy_csQSxymb (дата обращения: 10.11.2023).
16. Автономный катер-беспилотник для борьбы с браконьерством. URL: <https://sdelanounas.ru/blogs/142319/> (дата обращения: 25.11.2022).
17. Надводные беспилотники «Сделано в России». URL: <https://dzen.ru/a/ZQqUcBuHzVMwmBSp> (дата обращения: 5.01.2024).
18. Морские роботизированные комплексы. URL: <https://infomach.ru/morskie-robotizirovannye-kompleksy/>

(дата обращения: 17.02.2024).

19. Спасательные роботы. Роботы для спасения людей. URL: <http://robotrends.ru/robopedia/spasatelnye-roboty.-roboty-dlya-spaseniya-lyudyay> (дата обращения: 17.02.2024).

20. EMILY: робот – спасатель утопающих. URL: <https://www.techinsider.ru/technologies/238381-emily-robot-spasatel-utopayushchikh/> (дата обращения: 21.02.2024).

21. Безэкипажный катер MANTAS T-12. Военное обозрение. URL: <https://topwar.ru/221876-bezjkipazhnyj-kater-mantas-t-12-avstralija-ssha.html?ysclid=lvqn9ngy3o799375808> (дата обращения: 15.01.2024).

22. Надводный беспилотник «Сарган». URL: <https://sevastopol.bezformata.com/listnews/dlya-rossijskih-nadvodnih-bespilotnikov/118218028/> (дата обращения: 17.03.2024).

23. Сеньюшкин Н.С., Ямалиев Р.Р., Мисюра О.В. Особенности автономных надводных беспилотных комплексов // Молодой ученый, 2011. – № 1(24). – С. 41-43.

24. Хорошев В.Г., Малышев О.В., Попов Л.Н., Александров Ю.И. Современные научно-технические задачи развития отечественных морских робототехнических комплексов // Труды Крыловского государственного научного центра, 2019. – 4(390). – С. 245-252.

25. Джаныбеков Р.Ю., Аббасов И.Б. Проблемы в проектировании морских робототехнических комплексов // Международный научно-исследовательский журнал, 2023. – № 11(137). URL: <https://research-journal.org/archive/11-137-2023-november/10.23670/IRJ.2023.137.21> (дата обращения: 15.05.2024). DOI: 10.23670/IRJ.2023.137.21.

26. Костин А.С., Богатов Н.В. Рынок беспилотных летательных аппаратов в России и мире. Современные тренды и перспективы развития // Системный анализ и логистика: журнал: Выпуск № 4(22). – СПб.: ГУАП, 2019. – С. 65-72.

27. Подвесные моторы IMPULSE. URL: <https://www.impulsemotors.ru/index.html> (дата обращения: 12.01.2024).

Свириденко Игорь Иванович

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь,
доцент кафедры Энергоустановки морских судов и сооружений, кандидат технических наук
299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33
тел. +8692543086
E-mail: i.sviridenko@mail.ru

Свириденко Дарья Игоревна

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь,
студентка
299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33
тел. +8692543086
E-mail: di.sviridenko@mail.ru

I.I. SVIRIDENKO, D.I. SVIRIDENKO

USE OF SURFACE UNMANNED VEHICLES FOR FLOOD RESCUE OPERATIONS

Annotation. *It is proposed to use surface unmanned vehicles to provide rescue operations during floods and river spills. An analysis of their possible application is given. The problems that can be solved by surface drones in difficult flood conditions are considered. The requirements for surface rescue drones have been formulated, and methods for their implementation have been proposed. An overview of the current state of domestic and foreign high-speed surface unmanned vehicles that can be used in search and rescue operations is presented, the features of their designs, main properties and technical characteristics, and prospects for use are considered. Recommendations are given for the creation of unmanned vehicles for such purposes. A conclusion is made about the need for accelerated development in the domestic shipbuilding sector of surface unmanned vehicles for rescue purposes.*

Keywords: *surface unmanned vehicle, flood, search and rescue operation, rescue equipment, propulsion unit.*

BIBLIOGRAPHY

1. Korohov V.S., Haustov S.N. Metodika opredeleniya potrebnosti v avariyno-spasatelnyh silah i sredstvah dlja vedeniya avariyno-spasatelnyh rabot pri navodnenijah // Sovremennye tehnologii obespecheniya grazhdanskoj oborony i likvidacii posledstvij chrezvychajnyh situacij, 2012. – № 1(3). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/metodika-opredeleniya-potrebnosti-v-avariyno-spasatelnyh-silah-i-sredstvah-dlja-vedeniya-avariyno-spasatelnyh-rabot-pri-navodnenijah> (accessed: 9.01.2024). (In Russian).

2. Rossijskij opyt primeneniya dronov dlja borby s vesennim pavodkom i navodnenijami. URL: <https://dji-blog.ru/naznachenie/primery-primeneniya-rossijskij-opyt-primeneniya-dronov-dlja-borby-s-vesennim-pavodkom-i-navodnenijami.html?ysclid=luzuwl3j0769842019> (accessed: 10.01.2024). (In Russian).

3. Metodicheskie rekomendacii po organizacii podgotovki i soprovozhdenija pavodkoopasnogo perioda na territorii sub#ekta Rossijskoj Federacii. Utv. MChS Rossii 09.03.2023. URL: <https://mchsr.ru/files/G4t45Hd6Kqi1E5V2Y3t5sGmfv9e6U5BHHpFLLIT.pdf?ysclid=lvxv3gonpi731452256> (accessed: 25.12.2023). (In Russian).

4. Lobachev M.P., Ruseckij A.A., Jakovlev A.Ju. Proektirovanie i gidrodinamicheskij raschet vodometyh dvizhitelej. – SPb: Centralnyj nauchno-issledovatel'skij institut im. akademika A.N. Krylova, 2014. – 144 c.

5. Voronkov Ju.S., Voronkov O.Ju. Letatelnyj apparat-konvertoplan-amfibija // *Sovremennye naukoemkie tehnologii*, 2013. – № 11. – С. 12-18. URL: <https://top-technologies.ru/ru/article/view?id=33515> (accessed: 19.02.2024). (In Russian).
6. Rivkin B.S. Bepilotnye suda. Navigacija i ne tolko // *Giroskopija i navigacija*, 2021. – № 1(112). – Tom 29. – P. 111-132. DOI 10.17285/0869-7035.0059. (In Russian).
7. Kompleksnye sistemy bezopasnosti ob#ektov so storony akvatorij. URL: <https://ks2020.ru/> (accessed: 12.01.2024). (In Russian).
8. Makarenko S.I. Robototekhnicheskie komplekсы voennogo naznachenija – sovremennoe sostojanie i perspektivy razvitija // *Sistemy upravlenija, svjazi i bezopasnosti*, 2016. – № 2. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/robototekhnicheskie-komplekсы-voennogo-naznachenija-sovremennoe-sostojanie-i-perspektivy-razvitiya> (accessed: 12.01.2024). (In Russian).
9. Porathe, T., Maritime Autonomous Surface Ships (MASS) and the COLREGS: Do We Need Quantified Rules Or Is “The Ordinary Practice of Seamen” Specific Enough? // *The International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*, 2019. – Vol. 13. – №. 3. – P. 511-517. DOI:10.12716/1001.13.03.04/.
10. MANTAS T-Series Unmanned Surface Vessels (USV). URL: <https://www.naval-technology.com/projects/mantas-t-series-unmanned-surface-vessels-usv/> (accessed: 11.11.2022).
11. Maeviskij A.M., Pechajko I.A., Tursenev S.A. Primenenie morskikh robototekhnicheskikh komplekсов dlja monitoringa i analiza potencialno opasnykh podvodnykh ob#ektov // *Problemy upravlenija riskami v tehnosfere*, 2021. – № 2. – P. 32-39. (In Russian).
12. Sviridenko I.I., Sviridenko D.I. Nadvodnyj bepilotnyj apparat dlja protivodejstvija morskim piratam // *Jenergeticheskie ustanovki i tehnologii*, 2023. – T. 9. – № 2. – P. 130-134. (In Russian).
13. Sviridenko I.I., Chuklin A.A., Sviridenko D.I. Obzor sovremennogo sostojanija morskikh malyx skorostnykh nadvodnykh bepilotnykh apparatov // *Fundamentalnye i prikladnye problemy tehniki i tehnologii*, 2023. – № 3(359). – P. 151-163. DOI: 10.33979/2073-7408-2023-359-3-151-163. (In Russian).
14. Kater-bepilotnik «Kiberboat-330» dlja borby s brakonerstvom. URL: <https://news.myseldon.com/ru/news/index/254243387> (accessed: 25.11.2022). (In Russian).
15. Morskoy bepilotnik «Kiberboat». URL: https://dzen.ru/a/YOnFmy_csQSxymb- (accessed: 10.11.2023). (In Russian).
16. Avtonomnyj kater-bepilotnik dlja borby s brakonerstvom. URL: <https://sdelanounas.ru/blogs/142319/> (accessed: 25.11.2022). (In Russian).
17. Nadvodnye bepilotniki «Sdelano v Rossii». URL: <https://dzen.ru/a/ZQqUCBuHzVMwmBSp> (accessed: 5.01.2024). (In Russian).
18. Morskie robotizirovannye komplekсы. URL: <https://infomach.ru/morskie-robotizirovannye-komplekсы/> (accessed: 17.02.2024). (In Russian).
19. Spasatelnye roboty. Roboty dlja spasenija ljudej. URL: <http://robotrends.ru/robopedia/spasatelnye-roboty.-roboty-dlya-spaseniya-lyudyay> (accessed: 17.02.2024). (In Russian).
20. EMILY: robot – spasatel utopajushhih. URL: <https://www.techinsider.ru/technologies/238381-emily-robot-spasatel-utopajushchikh/> (accessed: 21.02.2024). (In Russian).
21. Bezjkipazhnyj kater MANTAS T-12. Voennoe obozrenie. URL: <https://topwar.ru/221876-bezjkipazhnyj-kater-mantas-t-12-avstralija-ssha.html?ysclid=lvqn9ngy3o799375808> (accessed: 15.01.2024). (In Russian).
22. Nadvodnyj bepilotnik «Sargan». URL: <https://sevastopol.bezformata.com/listnews/dlya-rossijskikh-nadvodnih-bepilotnikov/118218028/> (accessed: 17.03.2024). (In Russian).
23. Senjushkin N.S., Jamaliev R.R., Misjura O.V. Osobennosti avtonomnykh nadvodnykh bepilotnykh komplekсов // *Molodoj uchenyj*, 2011. – № 1(24). – P. 41-43. (In Russian).
24. Horoshev V.G., Malyshev O.V., Popov L.N., Aleksandrov Ju.I. Sovremennye nauchno-tehnicheskie zadachi razvitija otechestvennykh morskikh robototekhnicheskikh komplekсов // *Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo centra*, 2019. – 4(390). – P. 245-252. (In Russian).
25. Dzhanibekov R.Ju., Abbasov I.B. Problemy v proektirovanii morskikh robototekhnicheskikh komplekсов // *Mezhdunarodnyj nauchno-issledovatel'skij zhurnal*, 2023. – № 11(137). URL: <https://research-journal.org/archive/11-137-2023-november/10.23670/IRJ.2023.137.21> (accessed: 15.05.2024). DOI: 10.23670/IRJ.2023.137.21. (In Russian).
26. Kostin A.S., Bogatov N.V. Rynok bepilotnykh letatelnykh apparatov v Rossii i mire. Sovremennye trendy i perspektivy razvitija // *Sistemnyj analiz i logistika: zhurnal: Vypusk № 4(22)*. – SPb.: GUAP, 2019. – P. 65-72. (In Russian).
27. Podvesnye motory IMPULSE. URL: <https://www.impulsemotors.ru/index.html> (accessed: 12.01.2024). (In Russian).

Sviridenko Igor Ivanovich
Sevastopol State University,
Associate Professor, Department of Ship Power Stations and
Constructions,
Ph.D,
University st., 33, Sevastopol, Russian Federation, 299053
tel. +8692543086
E-mail: i.sviridenko@mail.ru

Sviridenko Daria Igorevna
Sevastopol State University,
Student
University st., 33, Sevastopol, Russian Federation,
299053
tel. +8692543086
E-mail: di.sviridenko@mail.ru

А.Л. СУХОРУКОВ

О ТЕНЗОМЕТРИРОВАНИИ ВАЛОПРОВОДА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НЕСТАЦИОНАРНЫХ СИЛОВЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА ДВИЖИТЕЛЬ СУДНА

Аннотация. При проведении заводских ходовых испытаний осуществляется тензометрирование валопровода для определения крутящего момента и упора, развиваемых движительным комплексом. Данные, получаемые в ходе этих испытаний, позволяют определять не только стационарные силовые факторы, но и нестационарные составляющие момента и упора, действующие на валопровод в районе расположения тензометрического оборудования. В работе построены передаточные функции, преобразующие амплитуды значений упора и момента в месте расположения гребного винта в значения амплитуд внутренних усилий участка валопровода в районе расположения тензодатчиков. Предложен подход постепенного усложнения расчетных схем для построения передаточных функций. Вначале валопровод рассматривается как система с сосредоточенными параметрами, затем осуществляется уточнение математической модели и учитываются распределенные массо-инерционные характеристики валопровода. Сопоставление результатов, полученных на базе двух рассматриваемых моделей, позволяет оценить корректность каждой из них. Также возможно решение обратной задачи, а именно: знание передаточных функций и спектрального состава входного процесса (продольных усилий и внутренних крутильных моментов элемента валопровода, регистрируемых в процессе тензометрирования), позволяет определить спектр выходного процесса (нестационарные значения упора и момента на гребном винте). Оценка этих нестационарных усилий важна для последующего анализа виброакустических характеристик движителя.

Ключевые слова: тензометрирование, валопровод, гребной винт, движитель, продольные колебания, крутильные колебания, виброакустические характеристики, волновой процесс, интегральные преобразования, передаточная функция.

Введение

Валопровод судна, состоящий из гребного, промежуточного и упорного валов с опорными подшипниками и главным упорным подшипником (ГУПом), является одним из элементов двигательно-движительного комплекса, обеспечивающим передачу крутящего момента от двигателя к гребному винту и осевой силы упора от винта на корпус. Кроме этих и весовых нагрузок на валопровод в процессе эксплуатации действуют дополнительные гидродинамические усилия, возникающие на гребном винте при работе в неравномерном поле скоростей воды вблизи корпуса и динамические инерционные нагрузки от крутильных, продольных и поперечных колебаний, возбуждаемых переменными усилиями на гребном винте [1-7].

При проведении заводских ходовых испытаний осуществляется тензометрирование валопровода для определения крутящего момента и упора, развиваемых движительным комплексом. Данные, получаемые в ходе этих испытаний, позволяют определять не только стационарные силовые факторы, но и нестационарные составляющие момента и упора, действующие на валопровод в районе расположения тензометрического оборудования (рисунок 1).

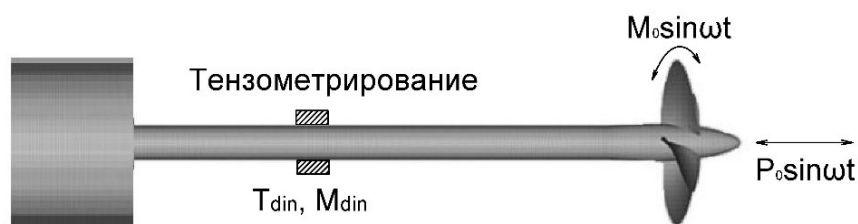


Рисунок 1 – Схема тензометрирования валопровода

При этом возможна разработка процедуры пересчета значений нестационарных силовых факторов, действующих на участок валопровода, для получения соответствующих значений сил и моментов, действующих непосредственно на гребной винт со стороны жидкости. Эти данные могут быть полезны для оценки виброакустических параметров движительного комплекса. Частота основной гармоники нестационарных составляющих упора и момента равна произведению частоты вращения валопровода на количество лопастей гребного винта. Высшие гармоники разложения нестационарных составляющих упора и момента на гребном винте в ряд Фурье обусловлены отклонением от гармонической формы этих зависимостей во временной области. Таким образом, для определения нестационарных силовых факторов, действующих на гребной винт, необходимо построение передаточных функций, определяющих амплитуды внутренних усилий на участке валопровода в районе расположения тензометрического оборудования при заданных гармонических составляющих упора и момента на гребном винте. А затем решение обратной задачи, на основе данных по внутренним нестационарным силовым факторам участка валопровода, полученным в ходе тензометрирования, с использованием передаточных функций, определение нестационарных значений силы и момента, действующих непосредственно на гребной винт. Осуществив спектральное разложение зарегистрированных в ходе тензометрирования зависимостей внутренних нестационарных сил и моментов, с использованием передаточных функций, могут быть получены спектры нестационарных сил и моментов, действующих непосредственно на гребной винт.

Основная задача данной работы заключается в построении передаточных функций, преобразующих амплитуды значений упора и момента в месте расположения гребного винта в значения амплитуд внутренних усилий участка валопровода в месте расположения тензодатчиков. Предложен подход постепенного усложнения расчетных схем для построения передаточных функций. Вначале валопровод рассматривается как система с сосредоточенными параметрами, затем осуществляется уточнение математической модели и учитываются распределенные массо-инерционные характеристики валопровода, то есть валопровод рассматривается как система с распределенными параметрами. Сопоставление результатов, полученных на базе двух рассматриваемых моделей, позволяет оценить корректность каждой из них, а также определить характеристики механической системы при которых математическая модель с сосредоточенными параметрами становится уже не применимой.

Построение передаточной функции нестационарной составляющей упора гребного винта. Модель с сосредоточенными параметрами

Нестационарная составляющая упора гребного винта обуславливает возникновение продольных колебаний валопровода. При расчете этих продольных колебаний валопровод с движителем (гребным винтом) и главным упорным подшипником может быть представлен схематически (рисунок 2) в виде механической системы, состоящей из двух сосредоточенных масс m_1 и m_2 , связанных упругой связью между собой (податливость связи e_{12}) и с корпусом (податливость связи e_{23}) [8-12].

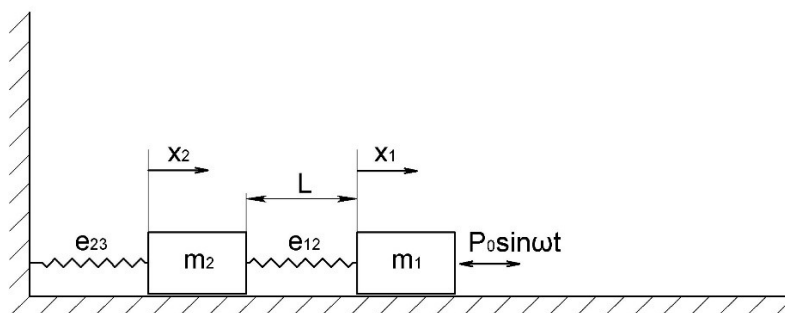


Рисунок 2 – Схематизация валопровода для расчета продольных колебаний

Масса m_1 складывается из массы гребного винта m_{TB} , присоединенной массы воды m_{TM} и половины массы линии вала между винтом и ГУПом $m_B/2$:

$$m_1 = m_{TB} + m_{TM} + m_B/2. \quad (1)$$

Масса m_2 является суммой масс ГУПа m_H , половины линии вала между винтом и ГУПом $m_B/2$ и участка валопровода, расположенного носовее ГУПа до выходного колеса редуктора m_H :

$$m_2 = m_H + m_B/2 + m_H. \quad (2)$$

Суммарная податливость линии вала в осевом направлении определяется суммой податливостей участков постоянного сечения [2-4]:

$$e_{12} = \frac{4}{\pi} \sum_j \frac{l_j}{E_j (D_j^2 - d_j^2)}, \quad (3)$$

где l_j – длина j -ого участка валопровода; E_j – модуль упругости на сжатие j -ого участка;

D_j – внешний диаметр j -ого участка валопровода; d_j – внутренний диаметр j -ого участка валопровода. Податливость e_{23} определяется исходя из конструктивных особенностей ГУПа.

Тензометрическое оборудование, в рамках данной схематизации, измеряет усилие пружины с податливостью e_{12} . На массу m_1 действует внешнее гармоническое усилие $P_0 \sin \alpha t$, моделирующее нестационарную составляющую упора гребного винта. Для определения динамических усилий в пружине e_{12} составим уравнения движения данной системы. Обозначим x_1 и x_2 – перемещения масс m_1 и m_2 относительно равновесного положения. Тогда получим:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + \frac{1}{e_{12}} (x_1 - x_2) = P_0 \sin \alpha t \\ m_2 \ddot{x}_2 + \frac{1}{e_{12}} (x_2 - x_1) + \frac{1}{e_{23}} x_2 = 0 \end{cases}. \quad (4)$$

Приравняв нулю характеристический определитель данной системы, получим уравнение для определения собственных частот k_1 и k_2 :

$$\Delta = \begin{vmatrix} \frac{1}{e_{12}} - m_1 k^2 & -\frac{1}{e_{12}} \\ -\frac{1}{e_{12}} & \frac{1}{e_{12}} + \frac{1}{e_{23}} - m_2 k^2 \end{vmatrix} = 0; \quad (5)$$

$$m_1 m_2 k^4 - \left[m_1 \left(\frac{1}{e_{12}} + \frac{1}{e_{23}} \right) + m_2 \frac{1}{e_{12}} \right] k^2 + \frac{1}{e_{12} e_{23}} = 0. \quad (6)$$

Можно показать, что основная собственная частота k_1 системы определяется на основе соотношения:

$$k_1 = \sqrt{A - \sqrt{A^2 - B}}, \text{ где } A = \frac{1}{2} \left(\frac{m_1 + m_2}{m_1 e_{12} m_2} + \frac{1}{m_2 e_{23}} \right), \quad B = \frac{1}{m_1 e_{12} m_2 e_{23}}. \quad (7)$$

Вынужденные колебания ищем в виде: $x_1 = A_1 \sin \alpha t$, $x_2 = A_2 \sin \alpha t$. Подставляя в (4), получим соотношения для амплитуд перемещений масс m_1 и m_2 в зависимости от частоты возбуждения ω :

$$A_1(\omega) = \frac{P_0 \left(\frac{1}{e_{12}} + \frac{1}{e_{23}} - m_2 \omega^2 \right)}{\left(\frac{1}{e_{12}} - m_1 \omega^2 \right) \left(\frac{1}{e_{12}} + \frac{1}{e_{23}} - m_2 \omega^2 \right) - \frac{1}{e_{12}^2}}; \quad A_2(\omega) = \frac{P_0 \frac{1}{e_{12}}}{\left(\frac{1}{e_{12}} - m_1 \omega^2 \right) \left(\frac{1}{e_{12}} + \frac{1}{e_{23}} - m_2 \omega^2 \right) - \frac{1}{e_{12}^2}}. \quad (8)$$

Введем статическое перемещение A_c , соответствующее статическому перемещению массы m_1 при действии постоянной силы P_0 и при зафиксированной в равновесном положении массе m_2 : $A_c = \frac{P_0}{1/e_{12}}$. Тогда соотношения (8) представимы в виде:

$$\frac{A_1}{A_c} = f\left(\frac{\omega}{k}\right), \quad \frac{A_2}{A_c} = f\left(\frac{\omega}{k}\right), \quad (9)$$

под k здесь и далее будем понимать основную собственную частоту колебаний системы ($k \equiv k_1$). Динамическое усилие в пружине с податливостью e_{12} равно: $\frac{1}{e_{12}}(x_1 - x_2)$, тогда можем определить передаточную функцию определяющую отношение амплитуды выходного процесса (динамического натяжения пружины e_{12}) к амплитуде входного процесса P_0 в зависимости от частоты возбуждения ω :

$$\frac{\frac{1}{e_{12}}(x_1 - x_2)}{P_0 \sin \alpha} = \frac{\frac{1}{e_{12}}(A_1 - A_2)}{P_0} = \frac{T_{din}}{P_0} = f(\omega). \quad (10)$$

Или вводя безразмерную частоту возбуждения: $\frac{T_{din}}{P_0} = f\left(\frac{\omega}{k}\right)$.

Учтем теперь линейное демпфирование в системе, обозначая α – коэффициент демпфирования, запишем уравнения движения масс в виде:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + \alpha(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + \frac{1}{e_{12}}(x_1 - x_2) = P(t) \\ m_2 \ddot{x}_2 + \alpha(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \frac{1}{e_{12}}(x_2 - x_1) + \frac{1}{e_{23}}x_2 = 0 \end{cases}. \quad (11)$$

Введем комплексные амплитуды \bar{x}_1 и \bar{x}_2 , тогда $x_1 = \bar{x}_1 e^{i\alpha t}$, $x_2 = \bar{x}_2 e^{i\alpha t}$, $P(t) = P_0 e^{i\alpha t}$. Подставляя в (11) будем иметь:

$$\begin{cases} \left(\frac{1}{e_{12}} - m_1 \omega^2 + i\alpha \omega\right) \bar{x}_1 - \left(\frac{1}{e_{12}} + i\alpha \omega\right) \bar{x}_2 = P_0 \\ -\left(\frac{1}{e_{12}} + i\alpha \omega\right) \bar{x}_1 + \left(\frac{1}{e_{12}} + \frac{1}{e_{23}} - m_2 \omega^2 + i\alpha \omega\right) \bar{x}_2 = 0 \end{cases}. \quad (12)$$

Рассматривая комплексный определитель $\Delta(\omega)$, получим соотношения для определения комплексных амплитуд:

$$\Delta(\omega) = \begin{vmatrix} \left(\frac{1}{e_{12}} - m_1 \omega^2 + i\alpha \omega\right) & -\left(\frac{1}{e_{12}} + i\alpha \omega\right) \\ -\left(\frac{1}{e_{12}} + i\alpha \omega\right) & \left(\frac{1}{e_{12}} + \frac{1}{e_{23}} - m_2 \omega^2 + i\alpha \omega\right) \end{vmatrix}; \quad (13)$$

$$\bar{x}_1 = \frac{P_0}{\Delta(\omega)} \left(\frac{1}{e_{12}} + \frac{1}{e_{23}} - m_2 \omega^2 + i\alpha \omega\right); \quad \bar{x}_2 = \frac{P_0}{\Delta(\omega)} \left(\frac{1}{e_{12}} + i\alpha \omega\right). \quad (14)$$

Тогда при учете линейного демпфирования соотношения для передаточных функций будут:

$$\frac{A_1}{A_c} = \frac{|\bar{x}_1|}{A_c} = f\left(\frac{\omega}{k}\right); \quad \frac{A_2}{A_c} = \frac{|\bar{x}_2|}{A_c} = f\left(\frac{\omega}{k}\right); \quad \frac{T_{din}}{P_0} = \frac{1}{e_{12} P_0} |\bar{x}_1 - \bar{x}_2| = f\left(\frac{\omega}{k}\right). \quad (15)$$

Таким образом, в рамках модели механической системы с сосредоточенными параметрами построена зависимость безразмерных амплитудных усилий T_{din}/P_0 в упругой связи e_{12} от безразмерной частоты возбуждения ω/k . Эта зависимость позволяет решить

обратную задачу – зная значения амплитуд динамических усилий в месте расположения тензометрического оборудования, на основе соотношения $\frac{T_{din}}{P_0} = f\left(\frac{\omega}{k}\right)$ может быть определено амплитудное значение нестационарной силы гидродинамического упора, действующей на гребной винт.

Построение передаточной функции нестационарной составляющей упора гребного винта. Модель с распределенными параметрами

В отличие от предыдущей модели, будем рассматривать валопровод как систему с распределенными по длине массо-инерционными характеристиками, то есть как систему с распределенными параметрами [13-15]. В этом случае:

$$m_1 = m_{TB} + m_{TM}; \quad m_2 = m_{II} + m_H. \quad (16)$$

А уравнение продольных колебаний валопровода может быть записано в виде:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial s^2} + \frac{\mu E}{\rho} \frac{\partial^3 u}{\partial t \partial s^2}, \quad (17)$$

u – перемещение элемента валопровода; E – модуль упругости материала валопровода; ρ – плотность материала валопровода; $a = \sqrt{E/\rho}$ – скорость распространения продольных деформаций в валопроводе; μ – коэффициент внутреннего трения в рамках гипотезы Фойгта, согласно которой сила внутреннего трения пропорциональна скорости деформации элемента валопровода.

Таким образом, для построения передаточной функции в этом случае необходимо решить сопряженную задачу о продольных колебаниях валопровода совместно с колебаниями масс m_1 и m_2 . При этом, в отличие от предыдущего пункта, передаточные функции будут зависеть от места расположения s тензометрического оборудования по длине валопровода:

$$\frac{T_{din}}{P_0} = f\left(\frac{s}{L}, \frac{\omega}{k}\right), \quad (18)$$

здесь L – общая длина валопровода.

Пусть $\mu_1(t) = u(L, t)$ – перемещение массы m_1 , а $\mu_2(t) = u(0, t)$ – перемещение массы m_2 . Введем замену

$$\text{переменной} \quad v(s, t) = u(s, t) - \mu_1(t) \cdot \frac{s}{L} - \mu_2(t) \left(1 - \frac{s}{L}\right), \quad \text{тогда} \quad \frac{\partial^2 u}{\partial s^2} = \frac{\partial^2 v}{\partial s^2},$$

$\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \frac{d^2 \mu_1}{dt^2} \frac{s}{L} - \frac{d^2 \mu_2}{dt^2} \left(1 - \frac{s}{L}\right)$ и уравнение (17) записывается в виде:

$$\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 v}{\partial s^2} + \frac{\mu E}{\rho} \frac{\partial^3 v}{\partial t \partial s^2} - \frac{d^2 \mu_1}{dt^2} \cdot \frac{s}{L} - \frac{d^2 \mu_2}{dt^2} \left(1 - \frac{s}{L}\right). \quad (19)$$

Это уравнение, в соответствии с введенной заменой переменной, имеет однородные граничные условия: $v(0, t) = 0$, $v(L, t) = 0$. Для решения данного уравнения будем использовать метод конечных интегральных преобразований Фурье [16-18].

Домножим уравнение (19) на $\sin \frac{p\pi}{L} s$ и проинтегрируем в пределах от 0 до L . При этом одной верхней чертой над буквой будем обозначать синус-изображение исходной функции по Фурье:

$$\int_0^L \frac{\partial}{\partial t} v \sin \frac{p\pi}{L} s ds = \frac{\partial}{\partial t} \int_0^L v \sin \frac{p\pi}{L} s ds; \quad (20)$$

$$\int_0^L \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \sin \frac{p\pi}{L} s ds = \frac{\partial^2}{\partial t^2} \int_0^L v \sin \frac{p\pi}{L} s ds; \quad (21)$$

$$\int_0^L \frac{\partial^2 v}{\partial s^2} \sin \frac{p\pi}{L} s ds = \left(\frac{\partial v}{\partial s} \sin \frac{p\pi}{L} s \right) \Big|_{s=0}^{s=L} - \int_0^L \frac{\partial v}{\partial s} d \left(\sin \frac{p\pi}{L} s \right) =$$

$$= -\frac{p\pi}{L} \int_0^L \frac{\partial v}{\partial s} \cos \frac{p\pi}{L} s ds = -\frac{p\pi}{L} \left[\left(v \cos \frac{p\pi}{L} s \right) \Big|_{s=0}^{s=L} - \int_0^L v d \left(\cos \frac{p\pi}{L} s \right) \right] =$$

$$= -\frac{p\pi}{L} \left[\frac{p\pi}{L} \int_0^L v \sin \frac{p\pi}{L} s ds \right] = -\frac{p^2 \pi^2}{L^2} \bar{v}; \quad (22)$$

$$\int_0^L -\frac{d^2 \mu_1}{dt^2} \cdot \frac{s}{L} \sin \frac{p\pi s}{L} ds = \frac{d^2 \mu_1}{dt^2} \frac{L}{p\pi} (-1)^p;$$

$$\int_0^L -\frac{d^2 \mu_2}{dt^2} \cdot \frac{s}{L} \sin \frac{p\pi s}{L} ds = -\frac{d^2 \mu_2}{dt^2} \frac{L}{p\pi} (-1)^p; \quad (23)$$

$$\int_0^L -\frac{d^2 \mu_2}{dt^2} \sin \frac{p\pi s}{L} ds = \frac{d^2 \mu_2}{dt^2} \frac{L}{p\pi} [(-1)^p - 1] \quad (24)$$

В итоге, приходим к следующему уравнению для изображения:

$$\frac{d^2 \bar{v}}{dt^2} + \tilde{\beta} \frac{d\bar{v}}{dt} + \frac{a^2 p^2 \pi^2}{L^2} \bar{v} = \frac{d^2 \mu_1}{dt^2} \frac{L}{p\pi} (-1)^p - \frac{d^2 \mu_2}{dt^2} \frac{L}{p\pi}, \quad \tilde{\beta} = \frac{p^2 \pi^2}{L^2} \frac{\mu E}{\rho}. \quad (25)$$

Перемещения масс будем искать в виде: $\mu_1(t) = B_1 \cos \omega t + B_2 \sin \omega t$; $\mu_2(t) = E_1 \cos \omega t + E_2 \sin \omega t$. Уравнение (25) при фиксированном p представляет собой уравнение вынужденных колебаний системы с одной степенью свободы с учетом затухания. Решение уравнения (25) ищем в виде: $\bar{v}(p) = D_1(p) \cos \omega t + D_2(p) \sin \omega t$. Подставляя в (25), получим:

$$-D_1(p) \omega^2 \cos \omega t - D_2(p) \omega^2 \sin \omega t + \frac{p^2 \pi^2}{L^2} \frac{\mu E}{\rho} [-D_1(p) \omega \sin \omega t + D_2(p) \omega \cos \omega t] +$$

$$+ \frac{E}{\rho} \frac{p^2 \pi^2}{L^2} D_1(p) \cos \omega t + \frac{E}{\rho} \frac{p^2 \pi^2}{L^2} D_2(p) \sin \omega t =$$

$$= \left[-B_1 \omega^2 \frac{L}{p\pi} (-1)^p + E_1 \omega^2 \frac{L}{p\pi} \right] \cos \omega t + \left[-B_2 \omega^2 \frac{L}{p\pi} (-1)^p + E_2 \omega^2 \frac{L}{p\pi} \right] \sin \omega t \quad (26)$$

Приравнявая коэффициенты при одинаковых тригонометрических функциях, получим систему уравнений для определения $D_1(p)$ и $D_2(p)$:

$$\begin{cases} a_{11}(p) D_1(p) + a_{12}(p) D_2(p) = b_1(p) \\ a_{21}(p) D_1(p) + a_{22}(p) D_2(p) = b_2(p) \end{cases} \quad (27)$$

$$\text{где } a_{11}(p) = a_{22}(p) = \frac{E}{\rho} \frac{p^2 \pi^2}{L^2} - \omega^2; \quad a_{12}(p) = \omega \frac{p^2 \pi^2}{L^2} \frac{\mu E}{\rho}; \quad a_{21}(p) = -\omega \frac{p^2 \pi^2}{L^2} \frac{\mu E}{\rho};$$

$$b_1(p) = -B_1 \omega^2 \frac{L}{p\pi} (-1)^p + E_1 \omega^2 \frac{L}{p\pi}; \quad b_2(p) = -B_2 \omega^2 \frac{L}{p\pi} (-1)^p + E_2 \omega^2 \frac{L}{p\pi}.$$

Определитель системы:

$$\Delta(p) = \left[\frac{E}{\rho} \frac{p^2 \pi^2}{L^2} - \omega^2 \right]^2 + \omega^2 \left[\frac{p^2 \pi^2}{L^2} \frac{\mu E}{\rho} \right]^2 \neq 0. \quad (28)$$

Применяя правило Крамера:

$$\Delta_1(p) = \left[-B_1 \omega^2 \frac{L}{p\pi} (-1)^p + E_1 \omega^2 \frac{L}{p\pi} \right] \left[\frac{E}{\rho} \frac{p^2 \pi^2}{L^2} - \omega^2 \right] -$$

$$- \omega \frac{p^2 \pi^2}{L^2} \frac{\mu E}{\rho} \left[-B_2 \omega^2 \frac{L}{p\pi} (-1)^p + E_2 \omega^2 \frac{L}{p\pi} \right] =$$

$$= f_{11}(p) B_1 + f_{12}(p) B_2 + d_{11}(p) E_1 + d_{12}(p) E_2 \quad (29)$$

$$\Delta_2(p) = \left[-B_2 \omega^2 \frac{L}{p\pi} (-1)^p + E_2 \omega^2 \frac{L}{p\pi} \right] \left[\frac{E}{\rho} \frac{p^2 \pi^2}{L^2} - \omega^2 \right] +$$

$$+ \omega \frac{p^2 \pi^2}{L^2} \frac{\mu E}{\rho} \left[-B_1 \omega^2 \frac{L}{p\pi} (-1)^p + E_1 \omega^2 \frac{L}{p\pi} \right] =$$

$$= f_{21}(p) B_1 + f_{22}(p) B_2 + d_{21}(p) E_1 + d_{22}(p) E_2$$

$$\text{Тогда: } D_1(p) = \frac{\Delta_1(p)}{\Delta(p)} = \frac{f_{11}(p)}{\Delta(p)} B_1 + \frac{f_{12}(p)}{\Delta(p)} B_2 + \frac{d_{11}(p)}{\Delta(p)} E_1 + \frac{d_{12}(p)}{\Delta(p)} E_2; \quad (31)$$

$$D_2(p) = \frac{\Delta_2(p)}{\Delta(p)} = \frac{f_{21}(p)}{\Delta(p)} B_1 + \frac{f_{22}(p)}{\Delta(p)} B_2 + \frac{d_{21}(p)}{\Delta(p)} E_1 + \frac{d_{22}(p)}{\Delta(p)} E_2. \quad (32)$$

Применим обратное синус-преобразование Фурье:

$$v(s, t) = \frac{2}{L} \sum_{p=1}^{\infty} [D_1(p) \cos \omega t + D_2(p) \sin \omega t] \sin \frac{p\pi s}{L} \quad (33)$$

Переходя от переменной v к переменной u , получим:

$$u(s, t) = v(s, t) + \mu_1(t) \frac{s}{L} + \mu_2(t) \left(1 - \frac{s}{L} \right) = \frac{2}{L} \sum_{p=1}^{\infty} D_1(p) \sin \frac{p\pi s}{L} \cos \omega t + \frac{2}{L} \sum_{p=1}^{\infty} D_2(p) \sin \frac{p\pi s}{L} \sin \omega t +$$

$$+ \frac{s}{L} B_1 \cos \omega t + \frac{s}{L} B_2 \sin \omega t + \left(1 - \frac{s}{L} \right) E_1 \cos \omega t + \left(1 - \frac{s}{L} \right) E_2 \sin \omega t = R_1(s) \cos \omega t + R_2(s) \sin \omega t. \quad (34)$$

Тогда, динамическое усилие в элементе валопровода с площадью поперечного сечения S будет равно:

$$T_{din}(s, t) = ES \frac{\partial u}{\partial s} + \mu ES \frac{\partial^2 u}{\partial s \partial t} = ES \frac{\partial v}{\partial s} + ES \frac{\mu_1(t)}{L} - ES \frac{\mu_2(t)}{L} + \mu ES \frac{\partial^2 v}{\partial s \partial t} + \frac{\mu ES}{L} \frac{d\mu_1}{dt} - \frac{\mu ES}{L} \frac{d\mu_2}{dt} =$$

$$= \frac{2ES}{L} \sum_{p=1}^{\infty} \frac{p\pi}{L} [D_1(p) \cos \omega t + D_2(p) \sin \omega t] \cos \frac{p\pi s}{L} +$$

$$+ \frac{ES}{L} [B_1 \cos \omega t + B_2 \sin \omega t] - \frac{ES}{L} [E_1 \cos \omega t + E_2 \sin \omega t] +$$

$$+ \frac{2\mu ES}{L} \sum_{p=1}^{\infty} \frac{p\pi\omega}{L} [-D_1(p) \sin \omega t + D_2(p) \cos \omega t] \cos \frac{p\pi s}{L} +$$

$$+ \frac{\mu ES}{L} [-B_1 \omega \sin \omega t + B_2 \omega \cos \omega t] - \frac{\mu ES}{L} [-E_1 \omega \sin \omega t + E_2 \omega \cos \omega t] \quad (35)$$

С учетом определения податливости валопровода $\frac{1}{e_{12}} = \frac{ES}{L}$, динамические усилия в

местах крепления к массам m_1 и m_2 могут быть записаны в виде:

$$T_{din}(L, t) = \frac{2}{e_{12}} \sum_{p=1}^{\infty} (-1)^p \frac{p\pi}{L} [D_1(p) \cos \omega t + D_2(p) \sin \omega t] +$$

$$+ \frac{1}{e_{12}} [B_1 \cos \omega t + B_2 \sin \omega t] - \frac{1}{e_{12}} [E_1 \cos \omega t + E_2 \sin \omega t] +$$

$$+ \frac{2\mu}{e_{12}} \sum_{p=1}^{\infty} (-1)^p \frac{p\pi\omega}{L} [-D_1(p) \sin \omega t + D_2(p) \cos \omega t] +$$

$$+ \frac{\mu}{e_{12}} [-B_1 \omega \sin \omega t + B_2 \omega \cos \omega t] - \frac{\mu}{e_{12}} [-E_1 \omega \sin \omega t + E_2 \omega \cos \omega t]; \quad (36)$$

$$\begin{aligned}
 T_{din}(0, t) = & \frac{2}{e_{12}} \sum_{p=1}^{\infty} \frac{p\pi}{L} [D_1(p) \cos \omega t + D_2(p) \sin \omega t] + \\
 & + \frac{1}{e_{12}} [B_1 \cos \omega t + B_2 \sin \omega t] - \frac{1}{e_{12}} [E_1 \cos \omega t + E_2 \sin \omega t] + \\
 & + \frac{2\mu}{e_{12}} \sum_{p=1}^{\infty} \frac{p\pi\omega}{L} [-D_1(p) \sin \omega t + D_2(p) \cos \omega t] + \\
 & + \frac{\mu}{e_{12}} [-B_1 \omega \sin \omega t + B_2 \omega \cos \omega t] - \frac{\mu}{e_{12}} [-E_1 \omega \sin \omega t + E_2 \omega \cos \omega t]
 \end{aligned} \quad (37)$$

Уравнения движения масс m_1 и m_2 с учетом линейного демпфирования могут быть записаны в виде:

$$\begin{cases} m_1 \frac{d^2 \mu_1}{dt^2} + \alpha \left(\frac{d\mu_1}{dt} - \frac{d\mu_2}{dt} \right) + T_{din}(L, t) = P_0 \sin \omega t \\ m_2 \frac{d^2 \mu_2}{dt^2} + \alpha \left(\frac{d\mu_2}{dt} - \frac{d\mu_1}{dt} \right) - T_{din}(0, t) + \mu_2 \frac{1}{e_{23}} = 0 \end{cases} \quad (38)$$

Подставляя (36), (37) в (38), с учетом выражений для $\mu_1(t)$ и $\mu_2(t)$, будем иметь:

$$\begin{aligned}
 & -m_1 B_1 \omega^2 \cos \omega t - m_1 B_2 \omega^2 \sin \omega t - \alpha B_1 \omega \sin \omega t + \alpha B_2 \omega \cos \omega t + \alpha E_1 \omega \sin \omega t - \alpha E_2 \omega \cos \omega t + \\
 & + \frac{2}{e_{12}} \sum_{p=1}^{\infty} (-1)^p \frac{p\pi}{L} [D_1(p) \cos \omega t + D_2(p) \sin \omega t] + \frac{1}{e_{12}} [B_1 \cos \omega t + B_2 \sin \omega t] - \frac{1}{e_{12}} [E_1 \cos \omega t + E_2 \sin \omega t] + \\
 & + \frac{2\mu}{e_{12}} \sum_{p=1}^{\infty} (-1)^p \frac{p\pi\omega}{L} [-D_1(p) \sin \omega t + D_2(p) \cos \omega t] + \\
 & + \frac{\mu}{e_{12}} [-B_1 \omega \sin \omega t + B_2 \omega \cos \omega t] - \frac{\mu}{e_{12}} [-E_1 \omega \sin \omega t + E_2 \omega \cos \omega t] = P_0 \sin \omega t
 \end{aligned} \quad ;(39)$$

$$\begin{aligned}
 & -m_2 E_1 \omega^2 \cos \omega t - m_2 E_2 \omega^2 \sin \omega t - \alpha E_1 \omega \sin \omega t + \alpha E_2 \omega \cos \omega t + \alpha B_1 \omega \sin \omega t - \alpha B_2 \omega \cos \omega t - \\
 & - \frac{2}{e_{12}} \sum_{p=1}^{\infty} \frac{p\pi}{L} [D_1(p) \cos \omega t + D_2(p) \sin \omega t] - \frac{1}{e_{12}} [B_1 \cos \omega t + B_2 \sin \omega t] + \frac{1}{e_{12}} [E_1 \cos \omega t + E_2 \sin \omega t] - \\
 & - \frac{2\mu}{e_{12}} \sum_{p=1}^{\infty} \frac{p\pi\omega}{L} [-D_1(p) \sin \omega t + D_2(p) \cos \omega t] - \\
 & - \frac{\mu}{e_{12}} [-B_1 \omega \sin \omega t + B_2 \omega \cos \omega t] + \frac{\mu}{e_{12}} [-E_1 \omega \sin \omega t + E_2 \omega \cos \omega t] + \frac{1}{e_{23}} [E_1 \cos \omega t + E_2 \sin \omega t] = 0
 \end{aligned} \quad (40)$$

Учитывая соотношения (31), (32) и выделяя в системе (39)-(40) коэффициенты при одинаковых тригонометрических функциях, получим систему 4 линейных уравнений для определения B_1, B_2, E_1, E_2 :

$$\begin{aligned}
 & -m_1 B_1 \omega^2 + \alpha B_2 \omega - \alpha E_2 \omega + \frac{2\pi}{e_{12}L} B_1 \sum_{p=1}^{\infty} p(-1)^p \frac{f_{11}(p)}{\Delta(p)} + \frac{2\pi}{e_{12}L} B_2 \sum_{p=1}^{\infty} p(-1)^p \frac{f_{12}(p)}{\Delta(p)} + \\
 & + \frac{2\pi}{e_{12}L} E_1 \sum_{p=1}^{\infty} p(-1)^p \frac{d_{11}(p)}{\Delta(p)} + \frac{2\pi}{e_{12}L} E_2 \sum_{p=1}^{\infty} p(-1)^p \frac{d_{12}(p)}{\Delta(p)} + \frac{B_1}{e_{12}} - \frac{E_1}{e_{12}} + \\
 & + \frac{2\mu\pi\omega}{e_{12}L} B_1 \sum_{p=1}^{\infty} p(-1)^p \frac{f_{21}(p)}{\Delta(p)} + \frac{2\mu\pi\omega}{e_{12}L} B_2 \sum_{p=1}^{\infty} p(-1)^p \frac{f_{22}(p)}{\Delta(p)} + \\
 & + \frac{2\mu\pi\omega}{e_{12}L} E_1 \sum_{p=1}^{\infty} p(-1)^p \frac{d_{21}(p)}{\Delta(p)} + \frac{2\mu\pi\omega}{e_{12}L} E_2 \sum_{p=1}^{\infty} p(-1)^p \frac{d_{22}(p)}{\Delta(p)} + \frac{\mu\omega}{e_{12}} B_2 - \frac{\mu\omega}{e_{12}} E_2 = 0
 \end{aligned} \quad ; \quad (41)$$

$$\begin{aligned}
 & -m_1 B_2 \omega^2 - \alpha B_1 \omega + \alpha E_1 \omega + \frac{2\pi}{e_{12} L} B_1 \sum_{p=1}^{\infty} p (-1)^p \frac{f_{21}(p)}{\Delta(p)} + \frac{2\pi}{e_{12} L} B_2 \sum_{p=1}^{\infty} p (-1)^p \frac{f_{22}(p)}{\Delta(p)} + \\
 & + \frac{2\pi}{e_{12} L} E_1 \sum_{p=1}^{\infty} p (-1)^p \frac{d_{21}(p)}{\Delta(p)} + \frac{2\pi}{e_{12} L} E_2 \sum_{p=1}^{\infty} p (-1)^p \frac{d_{22}(p)}{\Delta(p)} + \frac{B_2}{e_{12}} - \frac{E_2}{e_{12}} - \\
 & - \frac{2\mu\pi\omega}{e_{12} L} B_1 \sum_{p=1}^{\infty} p (-1)^p \frac{f_{11}(p)}{\Delta(p)} - \frac{2\mu\pi\omega}{e_{12} L} B_2 \sum_{p=1}^{\infty} p (-1)^p \frac{f_{12}(p)}{\Delta(p)} - \\
 & - \frac{2\mu\pi\omega}{e_{12} L} E_1 \sum_{p=1}^{\infty} p (-1)^p \frac{d_{11}(p)}{\Delta(p)} - \frac{2\mu\pi\omega}{e_{12} L} E_2 \sum_{p=1}^{\infty} p (-1)^p \frac{d_{12}(p)}{\Delta(p)} - \frac{\mu\omega}{e_{12}} B_1 + \frac{\mu\omega}{e_{12}} E_1 = P_0
 \end{aligned} \quad ; \quad (42)$$

$$\begin{aligned}
 & -m_2 E_1 \omega^2 + \alpha E_2 \omega - \alpha B_2 \omega - \frac{2\pi}{e_{12} L} B_1 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{f_{11}(p)}{\Delta(p)} - \frac{2\pi}{e_{12} L} B_2 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{f_{12}(p)}{\Delta(p)} - \\
 & - \frac{2\pi}{e_{12} L} E_1 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{d_{11}(p)}{\Delta(p)} - \frac{2\pi}{e_{12} L} E_2 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{d_{12}(p)}{\Delta(p)} - \frac{B_1}{e_{12}} + \frac{E_1}{e_{12}} - \\
 & - \frac{2\mu\pi\omega}{e_{12} L} B_1 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{f_{21}(p)}{\Delta(p)} - \frac{2\mu\pi\omega}{e_{12} L} B_2 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{f_{22}(p)}{\Delta(p)} - \\
 & - \frac{2\mu\pi\omega}{e_{12} L} E_1 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{d_{21}(p)}{\Delta(p)} - \frac{2\mu\pi\omega}{e_{12} L} E_2 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{d_{22}(p)}{\Delta(p)} - \frac{\mu\omega}{e_{12}} B_2 + \frac{\mu\omega}{e_{12}} E_2 + \frac{E_1}{e_{23}} = 0
 \end{aligned} \quad ; \quad (43)$$

$$\begin{aligned}
 & -m_2 E_2 \omega^2 - \alpha E_1 \omega + \alpha B_1 \omega - \frac{2\pi}{e_{12} L} B_1 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{f_{21}(p)}{\Delta(p)} - \frac{2\pi}{e_{12} L} B_2 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{f_{22}(p)}{\Delta(p)} - \\
 & - \frac{2\pi}{e_{12} L} E_1 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{d_{21}(p)}{\Delta(p)} - \frac{2\pi}{e_{12} L} E_2 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{d_{22}(p)}{\Delta(p)} - \frac{B_2}{e_{12}} + \frac{E_2}{e_{12}} + \\
 & + \frac{2\mu\pi\omega}{e_{12} L} B_1 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{f_{11}(p)}{\Delta(p)} + \frac{2\mu\pi\omega}{e_{12} L} B_2 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{f_{12}(p)}{\Delta(p)} + \\
 & + \frac{2\mu\pi\omega}{e_{12} L} E_1 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{d_{11}(p)}{\Delta(p)} + \frac{2\mu\pi\omega}{e_{12} L} E_2 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{d_{12}(p)}{\Delta(p)} + \frac{\mu\omega}{e_{12}} B_1 - \frac{\mu\omega}{e_{12}} E_1 + \frac{E_2}{e_{23}} = 0
 \end{aligned} \quad . \quad (44)$$

Определив B_1, B_2, E_1, E_2 , на основе соотношений (34), (35) могут быть получены выражения для амплитуд перемещений и максимальных динамических усилий по длине валопровода в зависимости от частоты возбуждения ω , то есть передаточные функции:

$$\begin{aligned}
 u^2(s, \omega) = R_1^2(s, \omega) + R_2^2(s, \omega) = & \left[\frac{2}{L} \sum_{p=1}^{\infty} D_1(p) \sin \frac{p\pi s}{L} + \frac{s}{L} B_1 + \left(1 - \frac{s}{L}\right) E_1 \right]^2 + \\
 & + \left[\frac{2}{L} \sum_{p=1}^{\infty} D_2(p) \sin \frac{p\pi s}{L} + \frac{s}{L} B_2 + \left(1 - \frac{s}{L}\right) E_2 \right]^2
 \end{aligned} \quad ; \quad (45)$$

$$\begin{aligned}
 T_{din}^2(s, \omega) = & \left[\frac{2}{e_{12}} \sum_{p=1}^{\infty} \frac{p\pi}{L} D_1(p) \cos \frac{p\pi s}{L} + \frac{B_1}{e_{12}} - \frac{E_1}{e_{12}} + \frac{2\mu}{e_{12}} \sum_{p=1}^{\infty} \frac{p\pi\omega}{L} D_2(p) \cos \frac{p\pi s}{L} + \frac{\mu}{e_{12}} B_2 \omega - \frac{\mu}{e_{12}} E_2 \omega \right]^2 + \\
 & + \left[\frac{2}{e_{12}} \sum_{p=1}^{\infty} \frac{p\pi}{L} D_2(p) \cos \frac{p\pi s}{L} + \frac{B_2}{e_{12}} - \frac{E_2}{e_{12}} - \frac{2\mu}{e_{12}} \sum_{p=1}^{\infty} \frac{p\pi\omega}{L} D_1(p) \cos \frac{p\pi s}{L} - \frac{\mu}{e_{12}} B_1 \omega + \frac{\mu}{e_{12}} E_1 \omega \right]^2. \quad (46)
 \end{aligned}$$

Построение передаточной функции нестационарной составляющей момента гребного винта. Модель с сосредоточенными параметрами

Нестационарная составляющая момента гребного винта приводит к возникновению крутильных колебаний валопровода [1-7]. При расчете крутильных колебаний двигательного

двигательный комплекс представляется в виде двухмассовой системы, состоящей из двух дисков (рисунок 3), в которой гребной винт с моментом инерции J_1 (диск 1) и ротор двигателя с эквивалентным моментом инерции J_2 (диск 2) связаны упруго валопроводом суммарной податливостью на кручение e_T . В реальных ситуациях момент инерции самого валопровода достаточно мал по сравнению с J_1 и J_2 , поэтому им, как правило, пренебрегают.

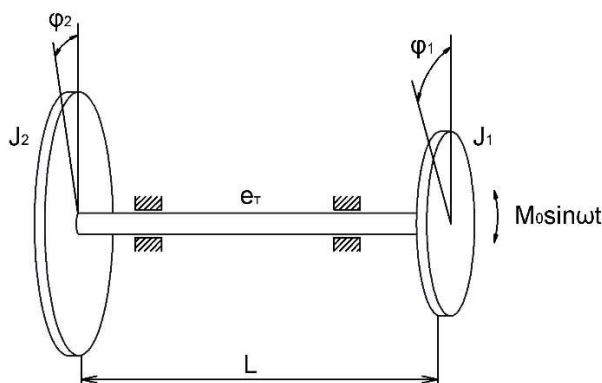


Рисунок 3 – Схематизация валопровода для расчета крутильных колебаний

Полный момент инерции гребного винта складывается из собственного момента инерции J_{IB} и присоединенного момента инерции воды J_{IM} :

$$J_1 = J_{IB} + J_{IM}. \quad (47)$$

Податливость валопровода на кручение определяется суммой податливостей участков линии вала постоянного сечения и эластичных муфт [2-4]:

$$e_T = \frac{32}{\pi} \sum_j \frac{l_j}{G_j (D_j^4 - d_j^4)} + \sum e_M, \quad (48)$$

где l_j – длина j -ого участка валопровода; G_j – модуль упругости на кручение j -ого участка; D_j – внешний диаметр j -ого участка валопровода; d_j – внутренний диаметр j -ого участка валопровода.

Пусть φ_1 и φ_2 – угловые перемещения каждого из дисков, тогда разность $(\varphi_1 - \varphi_2)$ определяет угол закручивания вала, а $\frac{1}{e_T}(\varphi_1 - \varphi_2)$ – крутящий момент вала. Допустим, что на диск 1 действует возмущающий момент $M_0 \sin \alpha t$, вводя коэффициент линейного демпфирования c , можем составить систему уравнений движения дисков:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + \frac{1}{e_T}(\varphi_1 - \varphi_2) = M_0 \sin \alpha t \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + c(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + \frac{1}{e_T}(\varphi_2 - \varphi_1) = 0 \end{cases}. \quad (49)$$

Разделим первое уравнение на J_1 , а второе на J_2 и вычтем одно из другого:

$$(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) + \left(\frac{c}{J_1} + \frac{c}{J_2} \right) (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + \frac{1}{e_T} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) (\varphi_1 - \varphi_2) = \frac{M_0}{J_1} \sin \alpha t. \quad (50)$$

Введем угол закручивания $\theta = \varphi_1 - \varphi_2$, тогда уравнение (50) может быть приведено к виду:

$$\ddot{\theta} + c \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} \dot{\theta} + \frac{1}{e_T} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} \theta = \frac{M_0}{J_1} \sin \alpha t. \quad (51)$$

Уравнение (51) представляет собой классическое уравнение колебаний гармонического осциллятора с учетом демпфирования. Собственная частота колебаний равна:

$$k = \sqrt{\frac{1}{e_T} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}}. \quad (52)$$

В соответствии с теорией гармонического осциллятора, введем безразмерную частоту $z = \frac{\omega}{k}$ и безразмерное демпфирование $\beta = \frac{h}{k}$, где $h = \frac{c}{2} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}$. Тогда амплитуда угла закручивания A_θ равна:

$$A_\theta = \frac{\theta_0}{\sqrt{(1-z^2)^2 + 4\beta^2 z^2}}, \quad \theta_0 = \frac{J_2 M_0}{J_1 + J_2} e_T. \quad (53)$$

Соответственно амплитудное значение динамического момента:

$$M_{din} = \frac{A_\theta}{e_T} = \frac{J_2 M_0}{J_1 + J_2} \frac{1}{\sqrt{(1-z^2)^2 + 4\beta^2 z^2}}. \quad (54)$$

Тогда передаточная функция по моменту будет равна:

$$\frac{M_{din}}{M_0} = f\left(\frac{\omega}{k}\right) = \frac{J_2}{J_1 + J_2} \frac{1}{\sqrt{(1-z^2)^2 + 4\beta^2 z^2}}. \quad (55)$$

На основе данного соотношения, зная частоту ω и амплитуду M_0 нестационарного возмущающего момента на гребном винте, можно получить амплитуду момента M_{din} , регистрируемую тензометрическим оборудованием. Соответственно, может быть решена и обратная задача. Зная значение M_{din} , которое определяется в результате тензометрирования валопровода, на основе соотношения (55) может быть получено значение амплитуды нестационарной составляющей момента M_0 , действующей на гребной винт.

Построение передаточной функции нестационарной составляющей момента гребного винта. Модель с распределенными параметрами

В отличие от предыдущей модели, будем рассматривать валопровод как систему с распределенными по длине массо-инерционными характеристиками, то есть как систему с распределенными параметрами. В этом случае уравнение крутильных колебаний валопровода может быть записано в виде:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} = \tilde{a}^2 \frac{\partial^2 \theta}{\partial s^2} + \frac{\tilde{\mu} G}{\rho} \frac{\partial^3 \theta}{\partial t \partial s^2}, \quad (56)$$

θ – угловое перемещение элемента валопровода; G – модуль упругости материала валопровода на кручение; ρ – плотность материала валопровода; $\tilde{a} = \sqrt{G/\rho}$ – скорость распространения крутильных деформаций в валопроводе; $\tilde{\mu}$ – коэффициент внутреннего трения в рамках гипотезы Фойгта, согласно которой сила внутреннего трения пропорциональна скорости угловой деформации элемента валопровода.

Таким образом, для построения передаточной функции в этом случае необходимо решить сопряженную задачу о крутильных колебаниях валопровода совместно с колебаниями дисков J_1 и J_2 . При этом, в отличие от предыдущего пункта, передаточные функции будут зависеть от места расположения s тензометрического оборудования по длине валопровода:

$$\frac{M_{din}}{M_0} = f\left(\frac{s}{L}, \frac{\omega}{k}\right), \quad (57)$$

здесь L – общая длина валопровода.

Пусть $\mu_1(t) = \theta(L, t)$ – угловое перемещение диска J_1 , а $\mu_2(t) = \theta(0, t)$ – угловое перемещение диска J_2 .

Введем замену переменных $v(s, t) = \theta(s, t) - \mu_1(t) \cdot \frac{s}{L} - \mu_2(t) \left(1 - \frac{s}{L}\right)$, тогда $\frac{\partial^2 \theta}{\partial s^2} = \frac{\partial^2 v}{\partial s^2}$,

$\frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} - \frac{d^2 \mu_1}{dt^2} \frac{s}{L} - \frac{d^2 \mu_2}{dt^2} \left(1 - \frac{s}{L}\right)$ и уравнение (56) записывается в виде:

$$\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = \tilde{a}^2 \frac{\partial^2 v}{\partial s^2} + \frac{\tilde{\mu} E}{\rho} \frac{\partial^3 v}{\partial t \partial s^2} - \frac{d^2 \mu_1}{dt^2} \cdot \frac{s}{L} - \frac{d^2 \mu_2}{dt^2} \left(1 - \frac{s}{L}\right). \quad (58)$$

Это уравнение, в соответствии с введенной заменой переменной, имеет однородные граничные условия: $v(0, t) = 0$, $v(L, t) = 0$. Для решения данного уравнения, как и ранее, будем использовать метод конечных интегральных преобразований Фурье [16-18]. Выполняя аналогичные математические преобразования, получим соотношение для распределения угловых перемещений:

$$\theta(s, t) = v(s, t) + \mu_1(t) \frac{s}{L} + \mu_2(t) \left(1 - \frac{s}{L}\right) = \frac{2}{L} \sum_{p=1}^{\infty} D_1(p) \sin \frac{p\pi s}{L} \cos \omega t + \frac{2}{L} \sum_{p=1}^{\infty} D_2(p) \sin \frac{p\pi s}{L} \sin \omega t +$$

$$+ \frac{s}{L} B_1 \cos \omega t + \frac{s}{L} B_2 \sin \omega t + \left(1 - \frac{s}{L}\right) E_1 \cos \omega t + \left(1 - \frac{s}{L}\right) E_2 \sin \omega t = R_1(s) \cos \omega t + R_2(s) \sin \omega t. \quad (59)$$

Тогда, динамический момент в элементе валопровода с полярным моментом инерции сечения J_p будет равен:

$$M_{din}(s, t) = GJ_p \frac{\partial \theta}{\partial s} + \tilde{\mu} GJ_p \frac{\partial^2 \theta}{\partial s \partial t} = GJ_p \frac{\partial v}{\partial s} + GJ_p \frac{\mu_1(t)}{L} - GJ_p \frac{\mu_2(t)}{L} + \tilde{\mu} GJ_p \frac{\partial^2 v}{\partial s \partial t} + \frac{\tilde{\mu} GJ_p}{L} \frac{d\mu_1}{dt} - \frac{\tilde{\mu} GJ_p}{L} \frac{d\mu_2}{dt} =$$

$$= \frac{2GJ_p}{L} \sum_{p=1}^{\infty} \frac{p\pi}{L} [D_1(p) \cos \omega t + D_2(p) \sin \omega t] \cos \frac{p\pi s}{L} +$$

$$+ \frac{GJ_p}{L} [B_1 \cos \omega t + B_2 \sin \omega t] - \frac{GJ_p}{L} [E_1 \cos \omega t + E_2 \sin \omega t] +$$

$$+ \frac{2\tilde{\mu} GJ_p}{L} \sum_{p=1}^{\infty} \frac{p\pi\omega}{L} [-D_1(p) \sin \omega t + D_2(p) \cos \omega t] \cos \frac{p\pi s}{L} +$$

$$+ \frac{\tilde{\mu} GJ_p}{L} [-B_1 \omega \sin \omega t + B_2 \omega \cos \omega t] - \frac{\tilde{\mu} GJ_p}{L} [-E_1 \omega \sin \omega t + E_2 \omega \cos \omega t]. \quad (60)$$

С учетом определения податливости валопровода на кручение $\frac{1}{e_T} = \frac{GJ_p}{L}$, динамические моменты в местах крепления к дискам J_1 и J_2 могут быть записаны в виде:

$$M_{din}(L, t) = \frac{2}{e_T} \sum_{p=1}^{\infty} (-1)^p \frac{p\pi}{L} [D_1(p) \cos \omega t + D_2(p) \sin \omega t] +$$

$$+ \frac{1}{e_T} [B_1 \cos \omega t + B_2 \sin \omega t] - \frac{1}{e_T} [E_1 \cos \omega t + E_2 \sin \omega t] +$$

$$+ \frac{2\tilde{\mu}}{e_T} \sum_{p=1}^{\infty} (-1)^p \frac{p\pi\omega}{L} [-D_1(p) \sin \omega t + D_2(p) \cos \omega t] +$$

$$+ \frac{\tilde{\mu}}{e_T} [-B_1 \omega \sin \omega t + B_2 \omega \cos \omega t] - \frac{\tilde{\mu}}{e_T} [-E_1 \omega \sin \omega t + E_2 \omega \cos \omega t]; \quad (61)$$

$$M_{din}(0, t) = \frac{2}{e_T} \sum_{p=1}^{\infty} \frac{p\pi}{L} [D_1(p) \cos \omega t + D_2(p) \sin \omega t] +$$

$$+ \frac{1}{e_T} [B_1 \cos \omega t + B_2 \sin \omega t] - \frac{1}{e_T} [E_1 \cos \omega t + E_2 \sin \omega t] +$$

$$+ \frac{2\tilde{\mu}}{e_T} \sum_{p=1}^{\infty} \frac{p\pi\omega}{L} [-D_1(p) \sin \omega t + D_2(p) \cos \omega t] +$$

$$+ \frac{\tilde{\mu}}{e_T} [-B_1 \omega \sin \omega t + B_2 \omega \cos \omega t] - \frac{\tilde{\mu}}{e_T} [-E_1 \omega \sin \omega t + E_2 \omega \cos \omega t]. \quad (62)$$

Уравнения движения дисков J_1 и J_2 с учетом линейного демпфирования могут быть записаны в виде:

$$\begin{cases} J_1 \frac{d^2 \mu_1}{dt^2} + n_1 \frac{d\mu_1}{dt} + M_{din}(L, t) = M_0 \sin \omega t \\ J_2 \frac{d^2 \mu_2}{dt^2} + n_2 \frac{d\mu_2}{dt} - M_{din}(0, t) = 0 \end{cases} \quad (63)$$

Подставляя (61), (62) в (63), с учетом выражений для $\mu_1(t)$ и $\mu_2(t)$, будем иметь:

$$\begin{aligned} & -J_1 B_1 \omega^2 \cos \omega t - J_1 B_2 \omega^2 \sin \omega t - n_1 B_1 \omega \sin \omega t + n_1 B_2 \omega \cos \omega t + \\ & + \frac{2}{e_T} \sum_{p=1}^{\infty} (-1)^p \frac{p\pi}{L} [D_1(p) \cos \omega t + D_2(p) \sin \omega t] + \frac{1}{e_T} [B_1 \cos \omega t + B_2 \sin \omega t] - \frac{1}{e_T} [E_1 \cos \omega t + E_2 \sin \omega t] + \\ & + \frac{2\tilde{\mu}}{e_T} \sum_{p=1}^{\infty} (-1)^p \frac{p\pi\omega}{L} [-D_1(p) \sin \omega t + D_2(p) \cos \omega t] + \\ & + \frac{\tilde{\mu}}{e_T} [-B_1 \omega \sin \omega t + B_2 \omega \cos \omega t] - \frac{\tilde{\mu}}{e_T} [-E_1 \omega \sin \omega t + E_2 \omega \cos \omega t] = M_0 \sin \omega t \end{aligned} \quad (64)$$

$$\begin{aligned} & -J_2 E_1 \omega^2 \cos \omega t - J_2 E_2 \omega^2 \sin \omega t - n_2 E_1 \omega \sin \omega t + n_2 E_2 \omega \cos \omega t - \\ & - \frac{2}{e_T} \sum_{p=1}^{\infty} \frac{p\pi}{L} [D_1(p) \cos \omega t + D_2(p) \sin \omega t] - \frac{1}{e_T} [B_1 \cos \omega t + B_2 \sin \omega t] + \frac{1}{e_T} [E_1 \cos \omega t + E_2 \sin \omega t] - \\ & - \frac{2\tilde{\mu}}{e_T} \sum_{p=1}^{\infty} \frac{p\pi\omega}{L} [-D_1(p) \sin \omega t + D_2(p) \cos \omega t] - \\ & - \frac{\tilde{\mu}}{e_T} [-B_1 \omega \sin \omega t + B_2 \omega \cos \omega t] + \frac{\tilde{\mu}}{e_T} [-E_1 \omega \sin \omega t + E_2 \omega \cos \omega t] = 0 \end{aligned} \quad (65)$$

Учитывая соотношения (31), (32) и выделяя в системе (64)-(65) коэффициенты при одинаковых тригонометрических функциях, получим систему 4 линейных уравнений для определения B_1, B_2, E_1, E_2 :

$$\begin{aligned} & -J_1 B_1 \omega^2 + n_1 B_2 \omega + \frac{2\pi}{e_T L} B_1 \sum_{p=1}^{\infty} p(-1)^p \frac{f_{11}(p)}{\Delta(p)} + \frac{2\pi}{e_T L} B_2 \sum_{p=1}^{\infty} p(-1)^p \frac{f_{12}(p)}{\Delta(p)} + \\ & + \frac{2\pi}{e_T L} E_1 \sum_{p=1}^{\infty} p(-1)^p \frac{d_{11}(p)}{\Delta(p)} + \frac{2\pi}{e_T L} E_2 \sum_{p=1}^{\infty} p(-1)^p \frac{d_{12}(p)}{\Delta(p)} + \frac{B_1}{e_T} - \frac{E_1}{e_T} + \\ & + \frac{2\tilde{\mu}\pi\omega}{e_T L} B_1 \sum_{p=1}^{\infty} p(-1)^p \frac{f_{21}(p)}{\Delta(p)} + \frac{2\tilde{\mu}\pi\omega}{e_T L} B_2 \sum_{p=1}^{\infty} p(-1)^p \frac{f_{22}(p)}{\Delta(p)} + \\ & + \frac{2\tilde{\mu}\pi\omega}{e_T L} E_1 \sum_{p=1}^{\infty} p(-1)^p \frac{d_{21}(p)}{\Delta(p)} + \frac{2\tilde{\mu}\pi\omega}{e_T L} E_2 \sum_{p=1}^{\infty} p(-1)^p \frac{d_{22}(p)}{\Delta(p)} + \frac{\tilde{\mu}\omega}{e_T} B_2 - \frac{\tilde{\mu}\omega}{e_T} E_2 = 0 \end{aligned} \quad ; \quad (66)$$

$$\begin{aligned} & -J_1 B_2 \omega^2 - n_1 B_1 \omega + \frac{2\pi}{e_T L} B_1 \sum_{p=1}^{\infty} p(-1)^p \frac{f_{21}(p)}{\Delta(p)} + \frac{2\pi}{e_T L} B_2 \sum_{p=1}^{\infty} p(-1)^p \frac{f_{22}(p)}{\Delta(p)} + \\ & + \frac{2\pi}{e_T L} E_1 \sum_{p=1}^{\infty} p(-1)^p \frac{d_{21}(p)}{\Delta(p)} + \frac{2\pi}{e_T L} E_2 \sum_{p=1}^{\infty} p(-1)^p \frac{d_{22}(p)}{\Delta(p)} + \frac{B_2}{e_T} - \frac{E_2}{e_T} - \\ & - \frac{2\tilde{\mu}\pi\omega}{e_T L} B_1 \sum_{p=1}^{\infty} p(-1)^p \frac{f_{11}(p)}{\Delta(p)} - \frac{2\tilde{\mu}\pi\omega}{e_T L} B_2 \sum_{p=1}^{\infty} p(-1)^p \frac{f_{12}(p)}{\Delta(p)} - \\ & - \frac{2\tilde{\mu}\pi\omega}{e_T L} E_1 \sum_{p=1}^{\infty} p(-1)^p \frac{d_{11}(p)}{\Delta(p)} - \frac{2\tilde{\mu}\pi\omega}{e_T L} E_2 \sum_{p=1}^{\infty} p(-1)^p \frac{d_{12}(p)}{\Delta(p)} - \frac{\tilde{\mu}\omega}{e_T} B_1 + \frac{\tilde{\mu}\omega}{e_T} E_1 = M_0 \end{aligned} \quad ; \quad (67)$$

$$\begin{aligned}
 & -J_2 E_1 \omega^2 + n_2 E_2 \omega - \frac{2\pi}{e_T L} B_1 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{f_{11}(p)}{\Delta(p)} - \frac{2\pi}{e_T L} B_2 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{f_{12}(p)}{\Delta(p)} - \\
 & - \frac{2\pi}{e_T L} E_1 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{d_{11}(p)}{\Delta(p)} - \frac{2\pi}{e_T L} E_2 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{d_{12}(p)}{\Delta(p)} - \frac{B_1}{e_T} + \frac{E_1}{e_T} - \\
 & - \frac{2\tilde{\mu}\pi\omega}{e_T L} B_1 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{f_{21}(p)}{\Delta(p)} - \frac{2\tilde{\mu}\pi\omega}{e_T L} B_2 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{f_{22}(p)}{\Delta(p)} - \\
 & - \frac{2\tilde{\mu}\pi\omega}{e_T L} E_1 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{d_{21}(p)}{\Delta(p)} - \frac{2\tilde{\mu}\pi\omega}{e_T L} E_2 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{d_{22}(p)}{\Delta(p)} - \frac{\tilde{\mu}\omega}{e_T} B_2 + \frac{\tilde{\mu}\omega}{e_T} E_2 = 0
 \end{aligned} \quad ; \quad (68)$$

$$\begin{aligned}
 & -J_2 E_2 \omega^2 - n_2 E_1 \omega - \frac{2\pi}{e_T L} B_1 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{f_{21}(p)}{\Delta(p)} - \frac{2\pi}{e_T L} B_2 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{f_{22}(p)}{\Delta(p)} - \\
 & - \frac{2\pi}{e_T L} E_1 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{d_{21}(p)}{\Delta(p)} - \frac{2\pi}{e_T L} E_2 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{d_{22}(p)}{\Delta(p)} - \frac{B_2}{e_T} + \frac{E_2}{e_T} + \\
 & + \frac{2\tilde{\mu}\pi\omega}{e_T L} B_1 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{f_{11}(p)}{\Delta(p)} + \frac{2\tilde{\mu}\pi\omega}{e_T L} B_2 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{f_{12}(p)}{\Delta(p)} + \\
 & + \frac{2\tilde{\mu}\pi\omega}{e_T L} E_1 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{d_{11}(p)}{\Delta(p)} + \frac{2\tilde{\mu}\pi\omega}{e_T L} E_2 \sum_{p=1}^{\infty} p \frac{d_{12}(p)}{\Delta(p)} + \frac{\tilde{\mu}\omega}{e_T} B_1 - \frac{\tilde{\mu}\omega}{e_T} E_1 = 0
 \end{aligned} \quad . \quad (69)$$

Определив B_1, B_2, E_1, E_2 , на основе соотношений могут быть получены выражения для амплитуд угловых перемещений и максимальных динамических моментов по длине валопровода в зависимости от частоты возбуждения ω , то есть передаточные функции:

$$\begin{aligned}
 \theta^2(s, \omega) = R_1^2(s, \omega) + R_2^2(s, \omega) = & \left[\frac{2}{L} \sum_{p=1}^{\infty} D_1(p) \sin \frac{p\pi s}{L} + \frac{s}{L} B_1 + \left(1 - \frac{s}{L}\right) E_1 \right]^2 + \\
 & + \left[\frac{2}{L} \sum_{p=1}^{\infty} D_2(p) \sin \frac{p\pi s}{L} + \frac{s}{L} B_2 + \left(1 - \frac{s}{L}\right) E_2 \right]^2
 \end{aligned} \quad ; \quad (70)$$

$$\begin{aligned}
 M_{din}^2(s, \omega) = & \left[\frac{2}{e_T} \sum_{p=1}^{\infty} \frac{p\pi}{L} D_1(p) \cos \frac{p\pi s}{L} + \frac{B_1}{e_T} - \frac{E_1}{e_T} + \frac{2\tilde{\mu}}{e_T} \sum_{p=1}^{\infty} \frac{p\pi\omega}{L} D_2(p) \cos \frac{p\pi s}{L} + \frac{\tilde{\mu}}{e_T} B_2 \omega - \frac{\tilde{\mu}}{e_T} E_2 \omega \right]^2 + \\
 & + \left[\frac{2}{e_T} \sum_{p=1}^{\infty} \frac{p\pi}{L} D_2(p) \cos \frac{p\pi s}{L} + \frac{B_2}{e_T} - \frac{E_2}{e_T} - \frac{2\tilde{\mu}}{e_T} \sum_{p=1}^{\infty} \frac{p\pi\omega}{L} D_1(p) \cos \frac{p\pi s}{L} - \frac{\tilde{\mu}}{e_T} B_1 \omega + \frac{\tilde{\mu}}{e_T} E_1 \omega \right]^2.
 \end{aligned} \quad (71)$$

Результаты сопоставления амплитуд продольных динамических усилий в валопроводе, полученных в рамках моделей с сосредоточенными и распределенными параметрами

Для анализа влияния волновых процессов, связанных с распространением волн продольных деформаций, было проведено сопоставление значений амплитуд продольных усилий в валопроводе, полученных в рамках моделей с сосредоточенными и распределенными параметрами.

Для целей сопоставления рассматривался валопровод со следующими характеристиками: общая длина $L=15\text{м}$, плотность материала (сталь) $\rho=7850\text{кг/м}^3$, модуль упругости материала валопровода $E=2 \cdot 10^{11}\text{Па}$, масса валопровода $m_b=5130\text{кг}$. Валопровод состоял из нескольких участков при этом податливость всего валопровода, определяемая по формуле (3) была равна: $e_{12}=1,93 \cdot 10^{-9} \frac{\text{М}}{\text{Н}}$. Масса гребного винта с учетом присоединенной массы воды при продольных колебаниях: $m_{TB}+m_{TM}=7760\text{кг}$. Масса ГУПа и участка валопровода, расположенного носовее ГУПа до выходного колеса редуктора m_H принималось равной:

$m_H + m_{\Gamma} = 7000 \text{ кг}$. Тогда $m_1 = 10325 \text{ кг}$, $m_2 = 9565 \text{ кг}$. Упругая податливость e_{23} принималась равной: $e_{23} = 3,1 \cdot 10^{-9} \frac{\text{М}}{\text{Н}}$. Основная собственная частота в соответствии с формулой (7) составляет: $k = 116,6 \text{ с}^{-1}$. Параметры демпфирования валопровода выбирались в соответствии с рекомендациями [4]: $\alpha = 10^4 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{М}}$.

Как уже говорилось выше, для модели с сосредоточенными параметрами передаточная функция определяет изменение безразмерной амплитуды продольных усилий на валу $\frac{T_{\text{дин}}}{P_0}$ от безразмерной частоты возбуждения $\frac{\omega}{k}$, где ω – частота возбуждения гребного винта силой P_0 , в то время как для системы с распределенными параметрами передаточная функция зависит как от частоты возбуждения ω , так и от места расположения на валу s .

На рисунке представлена зависимость передаточной функции $\frac{T_{\text{дин}}}{P_0} = f\left(\frac{\omega}{k}, \frac{s}{L}\right)$ для системы с распределенными параметрами.

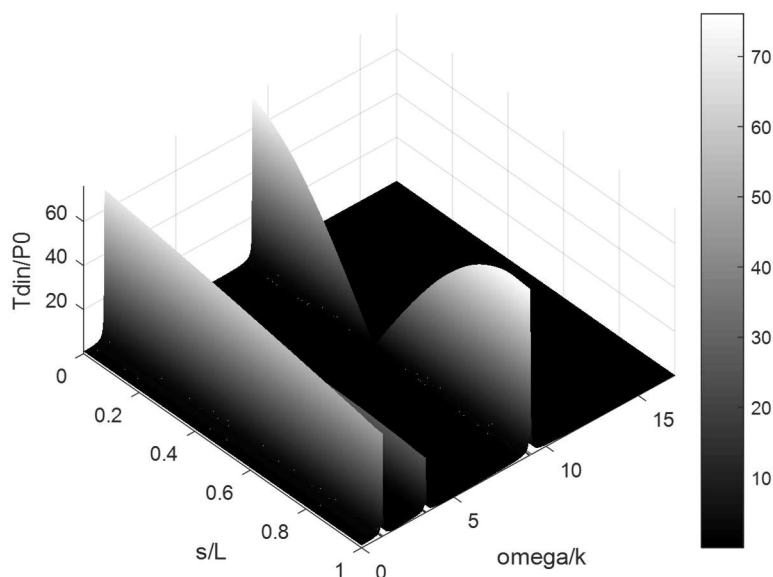


Рисунок 4 – Передаточная функция продольных усилий в валопроводе (модель с распределенными параметрами)

Четко видны резонансные режимы, отвечающие первой и второй формам колебаний системы $\frac{\omega}{k} = 1$ и $\frac{\omega}{k} \approx 3$. Кроме того, выявлен резонанс по третьей форме колебаний на безразмерной частоте $\frac{\omega}{k} \approx 9$, данный резонансный режим не может быть получен в рамках модели с сосредоточенными параметрами. Анализ передаточной функции показывает, что для решения обратной задачи по определению нестационарных усилий на гребном винте по данным тензометрирования, для устранения возможных резонансных режимов на высших гармониках, весьма важен корректный выбор расположения тензодатчиков по длине валопровода.

На рисунке 5 приведено сопоставление амплитуд безразмерных усилий, возникающих в сечении $s = L$ для системы с распределенными параметрами и для системы с сосредоточенными параметрами. Видно, что модель с сосредоточенными параметрами не позволяет выявить резонансные режимы на высших гармониках, кроме того и для основных

гармоник наблюдается некоторое смещение резонансов в область более низких частот. При этом амплитудные значения, полученные в рамках модели с сосредоточенными параметрами на частоте основной гармоники, оказываются несколько ниже соответствующих амплитуд для системы с распределенными параметрами, а амплитудные значения на частоте второй гармоники несколько выше. Некоторое расхождение результатов, получаемое в рамках двух рассматриваемых моделей связано с учетом распределенных массо-инерционных характеристик валопровода. В данном случае отношение массы гребного вала к массе остальных частей системы: $w = \frac{m_B}{m_{TB} + m_{TM} + m_H + m_H} = 0,35$. В случае значительного уменьшения этого отношения до значения $w=0,07$ (для целей параметрического анализа), оказалось, что резонансные частоты, получаемые в рамках двух моделей практически совпадают (рисунок 6). В данном случае это связано с малым влиянием массо-инерционных характеристик гребного вала на динамику системы. Однако значение $w=0,07$ выходит за рамки конструктивных параметров валопроводов.

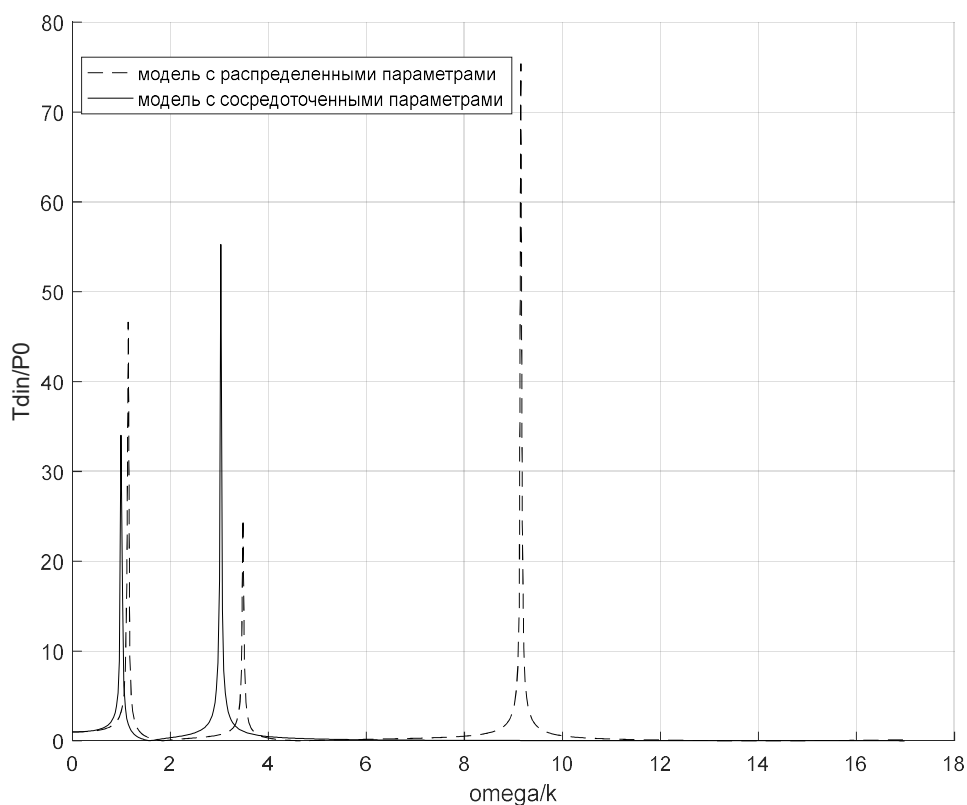


Рисунок 5 – Сопоставление передаточных функций продольных усилий в валопроводе $s=L$ для двух рассматриваемых моделей при $w=0,35$

Таким образом, представленные результаты показывают, что для решения обратной задачи по определению нестационарных усилий на гребном винте по данным тензометрирования весьма важно рассматривать валопровод как систему с распределенными параметрами.

Результаты сопоставления амплитуд крутильных моментов в валопроводе, полученных в рамках моделей с сосредоточенными и распределенными параметрами
Для учета волновых процессов, связанных с распространением волн крутильных деформаций в валопроводе было проведено сопоставление значений амплитуд внутренних крутильных моментов, полученных в рамках моделей с сосредоточенными и распределенными параметрами. Рассматривался валопровод с характеристиками, указанными выше, при этом модуль упругости на кручение материала валопровода $G=0,8 \cdot 10^{11} \text{ Па}$. Податливость

валопровода на кручение определялась как сумма податливостей отдельных участков в соответствии с формулой (48): $e_r = 6,17 \cdot 10^{-7} \frac{1}{Hm}$.

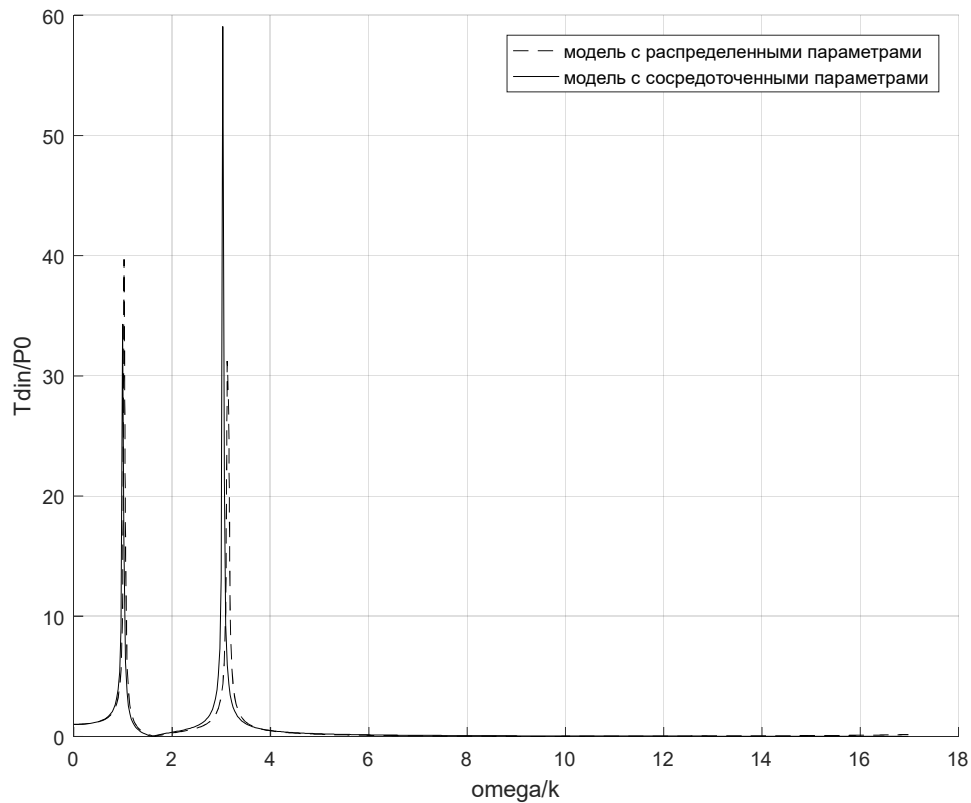


Рисунок 6 – Сопоставление передаточных функций продольных усилий в валопроводе $s=L$ для двух рассматриваемых моделей при $w=0,07$

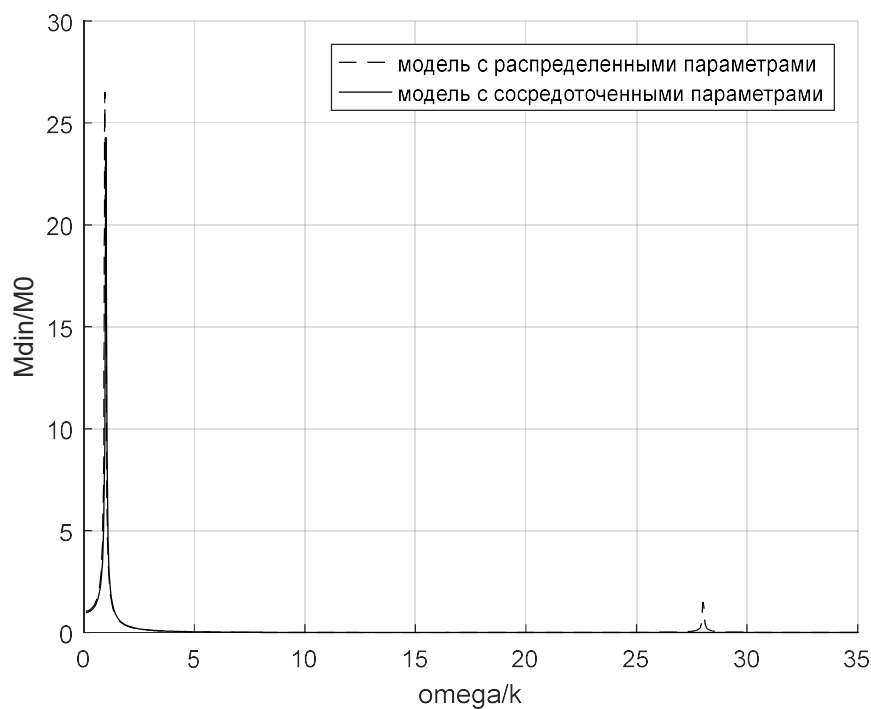


Рисунок 7 – Сопоставление передаточных функций крутильных моментов в валопроводе $s=L$ для двух рассматриваемых моделей

Момент инерции гребного винта с учетом присоединенного момента инерции $J_1 = 2957 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Момент инерции вала, определяемый как сумма моментов инерции отдельных участков $J_v = 70 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Момент инерции ротора $J_2 = 10^5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Основная собственная частота крутильных колебаний в соответствии с формулой (52) равна: $k = 23,8 \text{ с}^{-1}$. Параметры демпфирования валопровода выбирались в соответствии с рекомендациями [4] и составляли $\beta = \frac{h}{k} = 0,02$.

При этом в случае системы с сосредоточенными параметрами передаточная функция для определения изменения безразмерных амплитуд крутящих моментов на валу $\frac{M_{din}}{M_0}$ зависит лишь от безразмерной частоты возбуждения $\frac{\omega}{k}$, где ω – частота возбуждения гребного винта моментом M_0 , в то время как для системы с распределенными параметрами передаточная функция зависит как от безразмерной частоты возбуждения $\frac{\omega}{k}$, так и места расположения на валу $\frac{s}{L}$. Вместе с тем, так как момент инерции вала достаточно мал $J_v \ll J_1 \ll J_2$, результаты, получаемые в рамках модели с сосредоточенными параметрами (рисунок 7) достаточно хорошо согласуются с результатами, получаемыми в рамках модели с распределенными параметрами за исключением резонанса на высшей гармонике при $\frac{\omega}{k} \approx 27$. Однако в системе с рассматриваемыми параметрами этот резонанс выражен незначительно.

Поэтому в данном случае, в отличие от случая распространения продольных колебаний вдоль валопровода, для построения передаточной функции вполне можно пользоваться моделью с сосредоточенными параметрами. Однако возможность применения упрощенной модели для решения обратной задачи по определению нестационарного крутильного момента на гребном винте на основе данных системы тензометрирования необходимо проверять в каждом конкретном случае в зависимости от параметров системы.

Заключение

В работе построены передаточные функции для определения нестационарных силовых факторов, действующих на гребной винт, с использованием данных тензометрирования участка валопровода.

Проведено сопоставление значений передаточных функций, полученных на основе математической модели в которой валопровод рассматривается как система с сосредоточенными параметрами, со значениями передаточных функций, полученных при рассмотрении валопровода как системы с распределенными параметрами. На основе модели с распределенными параметрами показано, что для получения корректных данных весьма важно учитывать место расположения тензометрического оборудования по длине валопровода с возможной отстройкой от резонансных режимов по высшим формам колебаний. Модель с сосредоточенными параметрами не позволяет выявить резонансные режимы на высших гармониках, кроме того и для основных гармоник в ряде случаев наблюдается некоторое смещение резонансов в область более низких частот.

Знание передаточных функций и спектрального состава входного процесса (продольных усилий и внутренних крутильных моментов элемента валопровода) позволяет рассчитать спектр выходного процесса (нестационарные значения упора и момента на гребном винте). Определение этих нестационарных усилий важно для последующего анализа виброакустических характеристик движителя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ефремов Л.В. Теория и практика исследований крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий / Л.В. Ефремов. – СПб.: Наука, 2007. – 276 с.

2. Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов / Г.С. Маслов. – М.: Машиностроение, 1968. – 272 с.
3. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок / В.П. Терских. – СПб.: Судостроение, 1969, Т.1-4.
4. Истомин П.А. Крутильные колебания в судовых двигателях внутреннего сгорания / П.А. Истомин. – Л.: Судостроение, 1968. – 304 с.
5. Троицкий А.В. Крутильные колебания в судовых валопроводах энергетических установок с упругими нелинейными элементами / А.В. Троицкий, А.А. Чернышев, Г.И. Бухарина // Труды Крыловского государственного научного центра. 2019. №1, С. 183 – 188.
6. Бабанин Н.В. Расчет вибрации соосного валопровода с учетом вращения гребных винтов / Н.В. Бабанин, А.Л. Мелконян, Д.А. Николаев // Труды Крыловского государственного научного центра. 2022. №1, С. 72 – 79.
7. Халявкин А.А. Экспериментальная установка для исследования поперечных и продольных колебаний валопроводов судов / А.А. Халявкин, М.П. Комаров, В.А. Мамонтов, Саламех А.Х. // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2012. №2, С. 41 – 44.
8. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний / В.Л. Бидерман. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.
9. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко. – М.: ГИФМЛ, 1959. – 440 с.
10. Ден-Гартог Дж.П. Механические колебания / Дж. П. Ден-Гартог. – М.: ГИФМЛ, 1960. – 464 с.
11. Алдошин Г.Т. Теория линейных и нелинейных колебаний / Г.Т. Алдошин. – СПб.: Лань, 2013. – 312 с.
12. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний / Я.Г. Пановко. – М.: Наука, 1991. – 256 с.
13. Царенко С.Н. Динамика валопровода гребного винта при импульсном воздействии / С.Н. Царенко, Г.М. Улитин, С.Ю. Труднев // Вестник государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О Макарова. 2022. Т14, № 5, С. 748 – 758.
14. Царенко С.Н. Динамика валопровода гребного винта при разгонных режимах / С.Н. Царенко, А.Н. Рак, Б.Н. Безлобенко // Вестник государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О Макарова. 2021. Т13, № 4, С. 548 – 558.
15. Сапига В.В. Совершенствование методов анализа динамики судовых валопроводов / В.В. Сапига, А.Л. Кирюхин, П.В. Черпита // Водный транспорт. 2019. №1, С. 52 – 61.
16. Трантер К.Дж. Интегральные преобразования в математической физике М.: ГИТТЛ, 1951. – 178 с.
17. Сухоруков А.Л. Теория подводных тросовых систем и ее инженерные приложения / А.Л. Сухоруков. – М.: Физматлит, 2017. – 272 с.
18. Лурье А.И. Операционное исчисление и его приложения к задачам механики / А.И. Лурье. – М.: ГИТТЛ, 1950. – 432с.

Сухоруков Андрей Львович

АО «ЦКБ МТ «Рубин», г. Санкт-Петербург
Доктор технических наук, заместитель начальника
отдела
191119, г. Санкт-Петербург, ул. Марата, 90
Тел. (812) 494-19-40
E-mail: su_andr@yahoo.com

A.L. SUKHORUKOV

ABOUT STRAIN METERING OF THE SHAFTING LINE TO DETERMINE NON-STATIONARY FORCE INFLUENCES ON THE VESSEL PROPULSION

Abstract. During factory sea trials, the shaft line is strain gauged to determine the torque and thrust developed by the propulsion system. The data obtained during these tests make it possible to determine not only stationary force factors, but also non-stationary components of the moment and thrust acting on the shafting in the area where the strain gauge equipment is located. In this work, transfer functions are constructed that convert the amplitudes of the thrust and moment values at the location of the propeller into the values of the amplitudes of the internal forces of the shafting section in the area where the strain gauges are located. An approach to gradually increasing the complexity of calculation schemes for constructing transfer functions is proposed. First, the shafting line is considered as a system with lumped parameters, then the mathematical model is refined and the distributed mass-inertia characteristics of the shafting line are taken into account. A comparison of the results obtained on the basis of the two models under consideration allows us to assess the correctness of each of them. It is also possible to solve the inverse problem, namely: knowledge of the transfer functions and spectral composition of the input process (longitudinal forces and internal torsional moments of

the shafting element, recorded during the strain gauge process), allows us to determine the spectrum of the output process (non-stationary values of the thrust and torque on the propeller). The assessment of these non-stationary forces is important for the subsequent analysis of the vibroacoustic characteristics of the propulsion device.

Keywords: *strain gauge, shafting, propeller, propulsion, longitudinal vibrations, torsional vibrations, vibroacoustic characteristics, wave process, integral transformations, transfer function.*

BIBLIOGRAPHY

1. Yefremov L.V. Teoriya i praktika issledovaniy krutilnykh kolebaniy silovykh ustanovok s primeneniym kompyuternykh tekhnologiy / L.V. Yefremov. – SPb.: Nauka, 2007. – 276 s.
2. Maslov G.S. Raschety kolebaniy valov / G.S. Maslov. – M.: Mashinostroyeniye, 1968. – 272 s.
3. Terskikh V.P. Krutilnyye kolebaniya valoprovoda silovykh ustanovok / V.P. Terskikh. – SPb.: Sudostroyeniye, 1969, T.1-4.
4. Istomin P.A. Krutilnyye kolebaniya v sudovykh dvigatelyakh vnutrennego sgoraniya / P.A. Istomin. – L.: Sudostroyeniye, 1968. – 304 s.
5. Troitskiy A.V. Krutilnyye kolebaniya v sudovykh valoprovodakh energeticheskikh ustanovok s uprugimi nelineynymi elementami / A.V. Troitskiy, A.A. Chernyshev, G.I. Bukharina // Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo tsentra. 2019. №1, S. 183 – 188.
6. Babanin N.V. Raschet vibratsii soosnogo valoprovoda s uchetom vrashcheniya grebnykh vintov / N.V. Babanin, A.L. Melkonyan, D.A. Nikolayev // Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo tsentra. 2022. №1, S. 72 – 79.
7. Khalyavkin A.A. Eksperimentalnaya ustanovka dlya issledovaniya poperechnykh i prodolnykh kolebaniy valoprovodov sudov / A.A. Khalyavkin, M.P. Komarov, V.A. Mamontov, Salamekh A.KH. // Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya : Morskaya tekhnika i tekhnologiya. 2012. №2, S. 41 – 44.
8. Biderman V.L. Teoriya mekhanicheskikh kolebaniy / V.L. Biderman. – M.: Vysshaya shkola, 1980. – 408 s.
9. Timoshenko S.P. Kolebaniya v inzhenernom dele / S.P. Timoshenko. – M.: GIFML, 1959. – 440 s.
10. Den-Gartog Dzh.P. Mekhanicheskiye kolebaniya / Dzh. P. Den-Gartog. – M.: GIFML, 1960. – 464s.
11. Aldoshin G.T. Teoriya lineynykh i nelineynykh kolebaniy / G.T. Aldoshin. – SPb.: Lan, 2013. – 312 s.
12. Panovko YA.G. Vvedeniye v teoriyu mekhanicheskikh kolebaniy / YA.G. Panovko. – M.: Nauka, 1991. – 256 s.
13. Tsarenko S.N. Dinamika valoprovoda grebnogo vinta pri impulsnom vozdeystvii / S.N. Tsarenko, G.M. Ulitin, S.YU. Trudnev // Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova. 2022. T14, № 5, S. 748 – 758.
14. Tsarenko S.N. Dinamika valoprovoda grebnogo vinta pri razgonnykh rezhimakh / S.N. Tsarenko, A.N. Rak, B.N. Bezlobenko // Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova. 2021. T13, № 4, S. 548 – 558.
15. Sapiga V.V. Sovershenstvovaniye metodov analiza dinamiki sudovykh valoprovodov / V.V. Sapiga, A.L. Kiryukhin, P.V. Cherpita // Vodnyy transport. 2019. №1, S. 52 – 61.
16. Tranter K.Dzh. Integralnyye preobrazovaniya v matematicheskoy fizike M.: GITTL, 1951. – 178 s.
17. Sukhorukov A.L. Teoriya podvodnykh trosovykh sistem i yeye inzhenernyye prilozheniya / A.L. Sukhorukov. – M.: Fizmatlit, 2017. – 272 s.
18. Lurye A.I. Operatsionnoye ischisleniye i yego prilozheniya k zadacham mekhaniki / A.I. Lurye. – M.: GITTL, 1950. – 432 s.

Sukhorukov Andrei Lvovich

Central Design Bureau for Marine Engineering “Rubin”, St. Petersburg
 Doctor of Engineering Sciences, Deputy Head of Department
 191119, St. Petersburg, 90 Marata str.
 Ph.: (812) 494-19-40
 E-mail: su_andr@yahoo.com

© А.И. Сухоруков, 2024

С.В. ТЕРЛЫЧ, Е.Л. ВОЛКОВ

РАЦИОНАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ НИЗКИХ ЧАСТОТ КОРАБЕЛЬНЫХ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ МНОГОСТЕРЖНЕВЫХ МАЧТ

Аннотация. В статье рассмотрена методика проектирования судовых многостержневых конструкций мачтового типа. В исследовании рассмотрены деформации пространственной многостержневой мачты соответствующие низшим формам её главных свободных колебаний. Достаточно общий характер выполненных исследований позволяет использовать приведенные зависимости и рекомендации в расчётах колебаний и рациональном проектировании других типов консольных пространственных многостержневых функций, например опорных оснований морского шельфа различного назначения.

Ключевые слова: многостержневые конструкции, корабельные мачты, динамика и вибрация.

Введение

Пространственные многостержневые мачты – ответственные конструкции, обеспечивающие работу приборов и устройств кораблей и судов. Рациональное проектирование мачт, которое выполняется по условию минимума их собственной массы и включает в себя решение комплекса задач по прочности, устойчивости и вибрации, целесообразно производить в два этапа. Вначале рассчитывается конструктивный вариант, рациональный по условию прочности и устойчивости [1], [2], а затем выполняются вибрационные расчёты, для которых вариант принимается в качестве исходного.

Опыт проектирования свидетельствует, что лимитирующим фактором, как правило, является необходимость обеспечения заданных параметров колебаний мачт. Из всего спектра частот их главных свободных колебаний наибольший практический интерес представляют низшие частоты, которые близки к частотам основных возмущающих сил.

Анализ

Исследование современных методов расчёта судовых многостержневых конструкций мачтового типа показывает, что они, как правило, применимы для проектирования конструкций традиционного вида: основные несущие элементы (ноги) – прямые; невысокая степень упругой и массовой асимметрии, значительное разветвление системы. Для более сложных конструкций существующие приближенные методы приводят к погрешностям, величину которых оценить затруднительно. В ряде случаев (наличие промежуточных закреплений, больших навешенных элементов и выносов груза, значительной несимметрии) указанные методы не позволяют получить удовлетворительную точность.

Необходимость повышения производительности расчётно-проектных работ и обоснованности проектных решений, увеличения точности и надёжности прогнозирования прочностных и вибрационных характеристик сооружаемых объектов при одновременном их материалоёмкости требуют разработки более совершенных расчётных схем и методов. С другой стороны быстрое развитие современных IT-технологий создаёт возможности реализации более точных, хотя и более сложных алгоритмов. Возникают предпосылки для перехода от проверочных расчётов к прямому расчётному проектированию рациональных конструкций, которое до сих пор в судостроении применялось только для решения отдельных частных вопросов.

Цель работы – совершенствование расчётных схем и методов, разработка уточнённых методик и алгоритмов, а также программных модулей для рационального проектирования сложных многостержневых конструкций по условиям прочности, устойчивости и колебаний.

Изложение основного материала

В исследовании рассмотрены деформации пространственной многостержневой мачты (рисунки 1) соответствующие низшим формам её главных свободных колебаний. В любом поперечном сечении по высоте мачты можно выделить точку, которая при колебаниях перемещается только поступательно, а вокруг неё происходит закручивание данного сечения.

Соединив такие центры кручения поперечных сечений по высоте конструкции, получено криволинейную упругую ось мачты, относительно которой происходят независимые крутильные колебания. Независимые изгибные колебания будут наблюдаться в двух ортогональных направлениях, соответствующих криволинейным поверхностям, следом пересечения которых является указанная ось кручения.

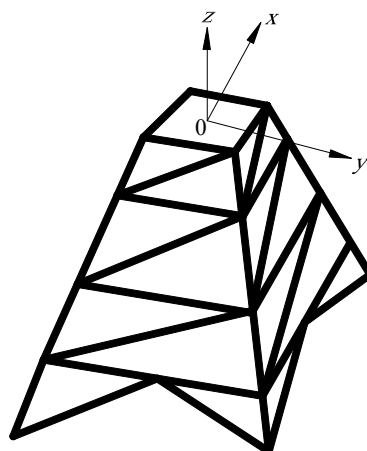


Рисунок 1 – Схема многостержневой пространственной мачты

Так как положение оси кручения мачты неизвестно, то приходится рассматривать три низшие формы связанных между собою колебаний, проходящих относительно принятой декартовой системы координат $Oxyz$ (рисунок 1). Поперечный изгиб мачты в плоскости xOz (продольное изгибное колебание) и поперечный изгиб в плоскости yOz (траверзное изгибное колебание) будут сопровождаться закручиванием сечений вокруг вертикальной оси Oz – поперечным изгибом. Таким образом, рассматриваются два изгибно-крутильных и крутильно-изгибное колебания.

В тоже время практически всегда мачта имеет хотя бы одну плоскость упругой и массовой симметрии (как правило, это диаметральной плоскости; рисунок 1 – плоскость xOz). Тогда продольное изгибное колебание не зависит от двух траверзных – связанных изгибно-крутильного и крутильно-изгибного колебаний, что и учитывается в дальнейшем изложении.

Для избегания возникновения резонансной вибрации частоты указанных трёх главных свободных колебаний, соотношения между которыми соответствуют относительным значениям крутильной и изгибающей жёсткостей, должны на определённую величину отличаться от частот основных возмущающих сил. В противном случае, для выхода из опасной резонансной зоны допускается только повышение резонирующей частоты (увеличение жёсткости), так как исходный вариант имеет минимальный запас прочности и устойчивости [2]. Если в опасную зону попадают две или все три низшие частоты, то предпочтительно усиление мачты производить по самой низкой из них, а затем проверить значения остальных.

Увеличение жёсткости мачты с целью необходимого повышения её низшей частоты рационально выполнять путём оптимального распределения дополнительного материала по стержням [3], [4]. Применение оптимизационных процедур будет эффективным, если для расчёта частоты используется так называемый метод приведённого коэффициента податливости [5, с. 54], [6]. Пренебрегая для низших форм деформациями, соответствующие собственным колебаниям отдельных стержней, которые относятся к более высокой области частотного спектра, преобразует многостержневую мачту к пространственной линейно упругой системе из n сосредоточенных (узловых) масс. Частота произвольного j -го главного свободного колебания такой системы согласно указанного метода определяется из следующей зависимости [5, с. 32].

$$\lambda_j^2 = \frac{1}{A \sum_{i=1}^n m_i \bar{\Phi}_i \bar{F}_{ij}}, \quad (1)$$

Применение выражения (1) сводит определение форм и частот главных свободных колебаний многостержневой мачты к ряду расчётов на заданную статическую нагрузку. Расчёт указанной формы изгиба $\{\bar{\Phi}\}$ не вызывает затруднения. Для определения формы колебаний $\{\bar{F}_j\}$ удобно воспользоваться последовательными приближениями, которые будут достаточно эффективными, если за нулевое приближение принять некоторую форму изгиба, близкую к точной форме исследуемого колебания.

Так как мачты являются консольными конструкциями, то для них этот приём особенно эффективен, когда форма изгиба получена от действия сосредоточенной силы, приложенной на свободном конце консоли. Поэтому за нулевое приближение формы 1-го тона $\{\bar{F}_1^0\}$ можно принять $\{\bar{\Phi}\}$, если точку приведения, в которой прилагается единичная сила, выбрать в одном из узлов верхнего сечения мачты, как показано на рисунке (рисунок 2а). В каждом последующем приближении $\{\bar{F}_j\}$ уточняется путём статического расчёта системы, нагруженной амплитудными значениями узловых сил инерции предыдущего приближения.

Заранее судить о том, какое из двух изгибно-крутильных колебаний в траверсной плоскости yOz имеет более низкую частоту (изгибное или крутильное), практически невозможно. Таким образом, выбор в качестве нулевого приближения для формы низшего траверсного колебания известной формы изгиба $\{\bar{\Phi}\}$ достаточно рационален, так как в силу несимметричного приложения нагрузки (рисунок 2а) $\{\bar{\Phi}\}$ имеет изгибную и крутильную составляющие. В процессе последовательных приближений по уточнению формы колебаний нехарактерная для низшего траверсного колебания составляющая формы $\{\bar{\Phi}\}$ постепенно «вымывается».

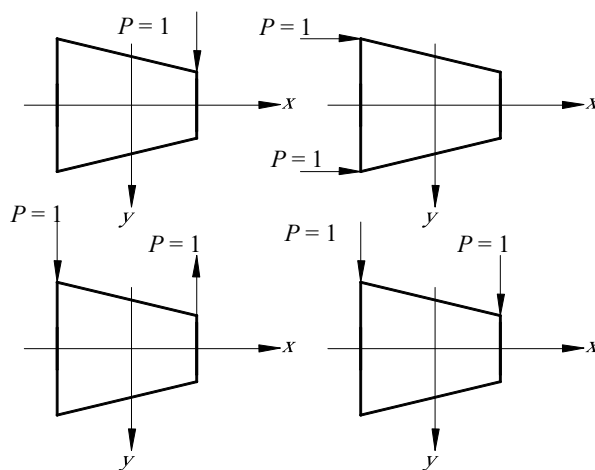


Рисунок 2 – Схемы приложения сил в верхнем сечении мачты

При расчёте независимого изгибного колебания 1-го тона в продольной плоскости xOz для ускорения сходимости за нулевое приближение формы колебаний удобнее принять не $\{\bar{\Phi}\}$, а форму изгиба от действия пары сил, симметрично приложенных в верхнем сечении мачты (рисунок 2б).

Для рационального выбора исходной формы 2-го траверсного колебания и соответствующего ускорения сходимости расчёта следует проанализировать последнее приближение формы низшего траверсного колебания. Если в каждом i -м узловом векторе $\bar{F}_{i1} = \{u_{i1}; v_{i1}; w_{i1}\}$ проекция на ось ординат положительна, то есть $v_{i1} > 0$ при $i = 1, 2, \dots, n$, где n – количество узлов мачты, то в низшем траверсном колебании превалирует изгиб. Наличие отрицательных компонентов v_{i1} свидетельствует о преобладании кручения.

В первом случае 2-го траверзного колебание – крутильно-изгибное; за исходное приближение его формы предпочтительно принять форму изгиба от действия пары противоположно направленных сил (рисунок 2в). В противном случае, 2-е траверзное колебание преимущественно изгибное, и для получения нулевого приближения его формы целесообразно приложить пару сонаправленных сил, показано на рисунке (рисунок 2г).

Исходную форму 2-го траверзного колебания и последующие, уточнённые её приближения необходимо ортогонализировать по отношению к форме 1-го (нижнего) траверзного колебания:

$$\{\bar{F}_2^{(p)}\} = \{\bar{F}_2^{(p0)}\} + K_{1p}\{\bar{F}_1\}, \quad (2)$$

где $p = 1, 2, \dots$ – номер приближения при расчёте частоты 2-го траверзного колебания по формуле (1); $K_{1p} = \{a_{1p}; b_{1p}; c_{1p}\}$ – неизвестные коэффициенты ортогонализации p -го приближения. Выражения для определения последних можно получить, если подставить зависимость (2) в условия взаимной ортогональности форм 1-го и 2-го траверзных колебаний по кинетической энергии:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n m_i u_{i1} u_{i2} = 0; \\ \sum_{i=1}^n m_i v_{i1} v_{i2} = 0; \\ \sum_{i=1}^n m_i w_{i1} w_{i2} = 0; \end{cases}$$

здесь и далее u_{i1}, v_{i1}, w_{i1} и u_{i2}, v_{i2}, w_{i2} – проекции на оси координат узловых векторов \bar{F}_{i1} и \bar{F}_{i2} .

Таким образом, рассмотрены основные положения алгоритма расчёта трёх низших главных свободных колебаний пространственной многостержневой мачты по методу приведённого коэффициента податливости. Эффективность применения конечной зависимости данного метода при оптимальном усилении жёсткости мачты достигается выделением в зависимости (1) приведенного коэффициента податливости A , как параметра, в значительной мере определяющего величину частоты колебаний и с помощью которого можно сформулировать ограничение оптимизационной задачи в удобном для получения аналитического решения [7].

Задача оптимального усиления жёсткости стержней мачты при требуемом увеличении частоты заданного тона свободных колебаний предполагает в качестве минимизируемой целевой функции суммарный объем материала:

$$V = \sum_{i=1}^s L_i s_i \eta_i, \quad (3)$$

где s – общее количество стержней; L_i, s_i – длина и первоначальная площадь поперечного сечения i -го стержня; η_i при $i = 1, 2, \dots, s$ – коэффициенты увеличения площадей поперечных сечений стержней – искомые параметры проектирования.

Учитывая, что проектируемый вариант мачты должен быть не менее прочным, чем исходный, на коэффициент η_i целесообразно наложить ограничения [3], [8]:

$$\eta_i \geq 1, \quad i = 1, 2, \dots, s. \quad (4)$$

Ещё одно ограничение, связывающее искомые параметры проектирования η_i с приведённым коэффициентом A , получено используя принцип возможных перемещений и предположив, что при достижении требуемой частоты колебаний изменение коэффициента A мало зависит от принятого способа увеличения жёсткости стержней (пропорциональное усиление или применение оптимизационных процедур):

$$A = \eta_0 \sum_{i=1}^s \frac{C_i}{s_i \eta_i} + A_3; \quad (5)$$

здесь кроме известных величин введено: η_0 – коэффициент пропорционального усиления, определяемый из зависимости (1) по заданному значению требуемой частоты колебаний; C_i – весовой коэффициент, характеризующий вклад i -го стержня в собственную податливость стержневой конструкции; A_3 – вклад деформации опорной заделки мачты в значении приведённого коэффициента A .

Задача определения совокупности коэффициентов усиления стержней η_i , обеспечивающих минимум целевой функции (3) при ограничениях (4), (5), относится к области нелинейного программирования, и её численное решение может быть найдено с применением различных математических методов [7], [9]. В то же время, учитывая, что в конструкциях многостержневых мачт чаще всего используется ферменная схема, можно существенно упростить решение оптимизационной задачи.

Ограничение объекта проектирования схемой статически определимой фермы, для которой весовые коэффициенты C_i в уравнении (5) не зависят от параметров η_i , а также поэтапное удовлетворение условий (4) и (5) позволяют получить близкое к оптимальному аналитическое решение в достаточно простом и удобном виде.

Зависимость для определения коэффициентов усиления стержней ферменной системы, минимизирующих целевую функцию (3) при ограничении (5), получена с помощью метода множителей Лагранжа [5], [8]:

$$\eta_i = \frac{\eta_0}{s_i A_C} \sqrt{\frac{C_i}{L_i}} \cdot \sum_{K=1}^s \sqrt{C_K L_K}, \quad (6)$$

где A_C – известная собственная податливость конструкции исходного варианта мачты.

В исследовании учтено, что при подстановке найденных по (6) коэффициентов η_i в ограничениях (4) отсутствует l коэффициентов, для которых ограничение (4) не выполняется. Таким образом следует зафиксировать площади поперечных сечений соответствующих l стержней, то есть $\eta_m = 1$ для $m = 1, 2, \dots, l$. Тогда число неизвестных параметров проектирования уменьшится на l и соответственно изменяться целевая функция (3) и уравнение (5). Вновь применяя метод Лагранжа, получено выражение для определения коэффициентов усиления $(s - l)$ стержней, минимизируя целевую функцию (3) при условиях (4) и (5):

$$\eta_i = \frac{1}{s_i \left(\frac{A_C}{\eta_0} - \sum_{m=1}^l \frac{C_m}{s_m} \right)} \sqrt{\frac{C_i}{L_i}} \sum_{K=1}^{s-l} C_K L_K, \quad (7)$$

где $i = 1, 2, \dots, s - l$.

К статически неопределимым ферменным системам, в которых весовые коэффициенты C_i и параметры проектирования η_i взаимозависимы, формулы (6), (7) применимы только в сочетании с процедурой последовательных приближений по вычислению на каждом шаге изменения коэффициентов C_i и соответствующего уточнения параметров η_i .

Резюме

Достаточно общий характер выполненных исследований позволяет использовать приведенные зависимости и рекомендации в расчётах колебаний и рациональном проектировании других типов консольных пространственных многостержневых функций, например опорных оснований морского шельфа различного назначения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Китаев М.В. Применение методов многокритериальной оптимизации для решения задачи проектирования судна / М.В. Китаев, И.А. Новосельцев // Научные проблемы водного транспорта. – Н. Новгород. – ВГУВТ. - № 2(75). – 2023. – С. 66–76.
2. Марутян А.С. Оптимизация ферменных конструкций с полураскосными решётками / А.С. Марутян // Грозный: Вестник ГГНТУ. – Технические науки. – Том XVI, №3.(21). – 2020. – С. 39–50.
3. Сабиржанов С.Т. Собственные колебания пространственных конструкций с упругими и вязкоупругими свойствами / С.Т. Сабиржанов // Научный журнал «Механика и технология». – Наманган: №3(12). – 2023. – С. 67–72.
4. Новиков М.Ю., Канаков И.Д., Калаев В.П., Манохин П.Е. Антенно-мачтовые сооружения сотовой связи: классификация, тенденции в строительстве, проблемы проектирования // Вестник науки и образования Северо-Запада России. 2023. Т.9. №1. С. 75–81.
5. Волков А.С., Плотников Ю.Г. Динамические расчеты упругих систем: Учебное пособие. – Хабаровск: ДВГУПС, 2007. – 95 с.
6. Уфимцев Е.М. Динамический расчёт фермы покрытия при свободных конструктивно нелинейных колебаниях / Е.М. Уфимцев, М.Д. Воронина // Вестник ЮУрГУ. Серия «Строительство и архитектура». – 2016. – Т. 16, № 3. С. 18–25.

7. Алявдин П.В. Анализ динамической модели фрагмента перекрытия здания /П.В. Алявдин, Ю.А. Музычкин// Вестник Белорусско-Российского университета. – №1(26). – 2010. – С. 137–143.
8. Тиньков Д. В. Сравнительный анализ аналитических решений задачи о прогибе ферменных конструкций // Инженерно-строительный журнал. 2015. № 5(57). С. 66–73.
9. Кирсанов М.Н. Зависимость прогиба решетчатой фермы от числа панелей // Научный вестник Воронежского ГАСУ. Строительство и архитектура. 2016. № 4(44). С. 150–157.

Терлыч Станислав Владимирович

ФГБОУ ВО «Херсонская государственная морская академия», г. Херсон.
Кандидат технических наук, доцент,
декан факультета судоходства, судовой энергетики,
таможенного дела и права.
273000, г. Херсон, проспект Ушакова, 20,
Тел. (9901) 86-08-40
E-mail: slavus_limanskii@mail.ru

Волков Евгений Леонидович

ФГБОУ ВО «Херсонская государственная морская академия», г. Херсон.
Кандидат технических наук, доцент,
заведующий кафедры судоходства и судовой
энергетики.
273000, г. Херсон, проспект Ушакова, 20,
Тел. (9901) 86-08-40
E-mail: yeevolkov@yandex.ru

S.V. TERLYCH, Ye. L. VOLKOV

RATIONAL DESIGN AND DETERMINATION OF LOW FREQUENCIES OF SHIPBOARD SPATIAL MULTI-ROD MASTS

Abstract. *The article considers the methodology of designing shipboard multi-rod structures of the mast type. The study considers deformations of a spatial multi-rod mast corresponding to the lowest forms of its main free oscillations. The rather general nature of the research performed allows us to use the above dependencies and recommendations in the calculations of vibrations and the rational design of other types of cantilever spatial multi-core functions, for example, the supporting bases of the marine shelf for various purposes.*

Keywords: *multi-core structures, ship masts, dynamics and vibration.*

BIBLIOGRAPHY

1. Kitaev M.V. Primenenie metodov mnogokriterial'noj optimizacii dlya resheniya zadachi proektirovaniya sudna / M.V. Kitaev, I.A. Novosel'cev // Nauchny'e problemy' vodnogo transporta. – N. Novgorod. – VGUVT. – № 2(75). – 2023. – S. 66–76.
2. Marutyan A.S. Optimizaciya fermenny'x konstrukcij s poluraskosny'mi resh'yotkami /A.S. Marutyan// Grozny'j: Vestnik GGNTU. – Texnicheskie nauki. – Tom XVI, №3.(21). – 2020. – S. 39–50.
3. Sabirzhanov S.T. Sobstvenny'e kolebaniya prostranstvenny'x konstrukcij s uprugimi i vyazkoupругimi svojstvami /S.T. Sabirzhanov// Nauchny'j zhurnal «Mexanika i tehnologiya». – Namangan: №3(12). – 2023. – S. 67–72.
4. Novikov M.Yu., Kanakov I.D., Kalaev V.P., Manoxin P.E. Antenno-machtovy'e sooruzheniya sotovoj svyazi: klassifikaciya, tendencii v stroitel'stve, problemy' proektirovaniya // Vestnik nauki i obrazovaniya Severo-Zapada Rossii. 2023. T.9. №1. S. 75–81.
5. Volkov A. S., Plotnikov Yu.G. Dinamicheskie raschety' uprugix sistem: Uchebnoe posobie. – Xabarovsk: DVGUPS, 2007. – 95 s.
6. Ufimcev E.M. Dinamicheskij raschyot fermy' pokry'tiya pri svobodny'x konstruktivno nelinejny'x kolebaniyax /E.M. Ufimcev, M.D. Voronina// Vestnik YuUrGU. Seriya «Stroitel'stvo i arxitektura». – 2016. – T. 16, № 3. S. 18–25.
7. Alyavdin P.V. Analiz dinamicheskoy modeli fragmenta perekry'tiya zdaniya /P.V. Alyavdin, Yu.A. Muzy'chkin// Vestnik Belorussko-Rossijskogo universiteta. – №1(26). – 2010. – S. 137–143.
8. Tin'kov D. V. Sravnitel'ny'j analiz analiticheskix reshenij zadachi o progibe fermenny'x konstrukcij // Inzhenerno-stroitel'ny'j zhurnal. 2015. № 5(57). S. 66–73.
9. Kirsanov M.N. Zavisimost' progiba reshetchatoj fermy' ot chisla panelej // Nauchny'j vestnik Voronezhskogo GASU. Stroitel'stvo i arxitektura. 2016. № 4(44). S. 150–157.

Terlych Stanislav Vladimirovich

Kherson State Maritime Academy,
PhD, assistant professor, dean the faculty
of navigation and marine energy
273000, Kherson, Ushakov Avenue, 20
E-mail: slavus_limanskii@mail.ru

Volkov Evgeny Leonidovich

Kherson State Maritime Academy,
PhD, assistant professor, head the department of the
navigation and marine energy
273000, Kherson, Ushakov Avenue, 20
Ph.: (9901) 86–08–40
E-mail: yeevolkov@yandex.com

А.О. ХАРЧЕНКО, Е.А. ВЛАДЕЦКАЯ, И.В. ТИЩЕНКО

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ШЛИФОВАЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ В ПЛАВУЧИХ МАСТЕРСКИХ

Аннотация. В статье рассмотрены результаты исследований и разработок в направлении совершенствования и более эффективного использования шлифовальных станков в условиях плавучих мастерских путем повышения виброустойчивости их технологической системы и снижения внешних воздействий. Традиционные виброизолирующие опоры станков невозможно использовать на плавучих мастерских по причине потери ими функционирования в условиях качки и горизонтальных смещений под ее воздействием. Описаны новые эффективные варианты устройств виброзащиты шлифовальных станков, позволяющие обеспечить автоматическое управление демпфированием виброизолирующей опоры при внешних воздействиях. Также представлено устройство для надежной фиксации станка на виброизолирующих опорах путем предотвращения смещения. Обеспечивается защита от смещения и возможного опрокидывания станка, а также гашение вибраций, возникающих от внешних воздействий, за счет установки на палубе вокруг станины сферических шарниров, взаимодействующих с аналогичными шарнирами на боковых поверхностях станины посредством штанг переменной длины и муфт на основе талрепа с демпфирующими пакетами тарельчатых пружин и резиновыми втулками между ними.

Ключевые слова: плавучая мастерская, шлифовальный станок, виброзащита, активная виброизоляция, механо-гидравлическая опора, защита от смещения, штанги переменной длины, муфты на основе талрепа, пакеты тарельчатых пружин.

Введение.

В настоящее время для установки шлифовальных станков, чувствительных к колебаниям оснований, предпочтение отдается упругим виброизолирующим опорам. При таком способе установки монтаж станка производится быстрее, повышается качество обработанных поверхностей, снижается шум и запыленность воздуха в цехах. Такие опоры очень удобны при установке станков на перекрытиях верхних этажей зданий, при перестановке станков в связи с изменением технологического процесса и т.п. Опоры различных конструкций выпускаются в нашей стране и за рубежом. Чаще всего – это: резино-металлические опоры повышенной податливости, расположенные на полу цеха; пневматические серий «L» и «K»; серии «M» – для координатно-измерительных машин и шлифовального оборудования.

Станок может устанавливаться также на связанном со станиной фундаментном бетонном блоке, который опирается на резиновые коврики; на фундаментном блоке, опирающемся на пружинные опоры и демпферы. В таких вариантах установки основанием для упругих опор служат бетонные коробки, опирающиеся на грунт или межэтажные перекрытия [1, 2]. Выбор упругих элементов в этом случае существенно затруднен, а при недостаточно тщательном подборе или при изменении режима работы станка упругие элементы могут вызвать даже усиление вибраций. В случаях, когда требуется уменьшить шероховатость обработанной поверхности, в качестве наиболее рациональных вариантов могут служить фундамент с пружинной виброизоляцией с применением спиральных пружин, тросовых, спирально-тросовых и тросово-резиновых виброизоляторов, а также коврики и прокладки спирально-тросовые, резиново-эластомерные и резиновые.

Разные способы установки обеспечивают различную степень чувствительности станка к колебаниям основания и возмущениям, действующим в станке. Чем ниже частоты собственных колебаний, определяемые жесткостью опор и массой системы, тем выше степень виброизоляции. При одних и тех же частотах собственных колебаний системы чем больше масса системы и жесткость опор, тем ниже уровень колебаний, вызываемых работой механизмов станка. В соответствии с этим наиболее эффективным, но и наиболее дорогим средством виброизоляции, применяемым для особо точных станков, являются фундаменты на пружинах, а наиболее дешевым, обеспечивающим удовлетворительную степень виброизоляции для большинства станков средних размеров, упругие

виброизолирующие опоры [3, 4].

Однако ни один из вышеприведенных типов виброизолирующих опор и устройств не приемлем в условиях плавучих мастерских для прецизионных станков в силу особенностей эксплуатации при значительных внешних воздействиях и возможностью горизонтальных смещений оборудования при качке плавучего основания. На палубах плавучих мастерских, как правило, фиксация станков обеспечивается фундаментом (рисунок 1, а), который не гарантирует достаточного уровня виброизоляции вследствие значительных колебательных воздействий как от внешнего оборудования, так и от внешней среды через плавучее основание и поверхность палубы.



Рисунок 1 – Общий вид установленного на фундаментах и растяжках плоскошлифовального станка SPC-20c механообрабатывающего участка плавучей мастерской

Традиционные виброизолирующие опоры станков, проанализированные ранее, не могут быть использованы на плавучих мастерских по причине невозможности их функционирования в условиях качки плавучего основания и горизонтальных смещений под ее воздействием.

Основная часть.

С учетом проведенных теоретических и экспериментальных исследований в Севастопольском государственном университете разработано устройство (рисунок 2, а), позволяющее на основе испытанных образцов виброизолирующих опор (рисунок 2, б) и виброизолирующего устройства (рисунок 2, в), адаптировавшего указанные опоры к условиям плавучих мастерских, обеспечивать автоматическую виброзащиту шлифовального станка [5, 6].

Металлорежущий станок (плоскошлифовальный) устанавливают на общей поверхности палубы механообрабатывающего участка плавучей мастерской на четырех виброизолирующих опорах 1 [7, 8], выполненных в виде основания с резиновым элементом и установленным в осевом отверстии цилиндром с рабочей жидкостью, поршнем со штоком 2, размещенным и зафиксированным в отверстиях станины 3 станка 4 (рисунок 2, а). В процессе воздействия на станину станка 4 колебаний от внешних источников через поверхность палубы передаются колебательные воздействия через опору 1 и цилиндр со штоком 2, обеспечивая гашение колебаний, то есть механическое и гидравлическое демпфирование. Для предотвращения сдвига и перекоса станка верхнюю часть штока 2 поджимают прижимом 5, размещенным на оси 6 стойки 7. Задней частью прижим 5 взаимодействует со штоком 8 антивибрационного гидроцилиндра 9, закрепленного на поверхности 10 палубы вместе со

стойкой 7. Нижняя полость antivибрационного гидроцилиндра 9 связана с гидронасосом 11, работающим от асинхронного электродвигателя 12. Однако внешние воздействия не являются постоянными как по частоте, так и по амплитуде. Для исключения вредного влияния этих колебаний на процесс обработки, в частности, для снижения волнистости при шлифовании деталей установленные на направляющих станины 3 вибродатчики 13 преобразуют вибрации в электрические сигналы, которые через аналого-цифровой преобразователь (АЦП) передаются на вход программируемого логического контроллера *ArduinoUNO*.

Указанный контроллер через цифро-аналоговый преобразователь (ЦАП) и усилитель (У), а также частотный преобразователь (ЧП) *Altivar*, регулируя частоту вращения электродвигателя 12 и насоса 11, соответственно увеличивает или уменьшает давление в противоштоковой полости antivибрационного гидроцилиндра 9, тем самым увеличивая или уменьшая жесткость виброизолирующей опоры воздействием через прижим 5 на шток 2. Контроллер *ArduinoUNO* настраивается таким образом, что при появлении на выходе вибродатчиков 13 низкочастотных высокоамплитудных вибраций, выходящих за пределы расчетных (нормальных), генерируются соответствующие сигналы на выходе контроллера, позволяющие повысить жесткость виброопоры путем увеличения давления рабочей жидкости в antivибрационном гидроцилиндре 9 за счет увеличения давления в напорном трубопроводе от насоса 11 с электродвигателем 12 и ЧП *Altivar*.

На рисунке 3, а показан общий вид еще одного варианта предлагаемого виброизолирующего устройства шлифовального станка плавучей мастерской, на рисунке 3, б – вид А устройства, на рисунке 4 – виброизолирующая опора, вид Б (на рисунке 3, а), на рисунке 5 – штанга переменной длины с муфтой на основе талрепа с демпфирующими пакетами тарельчатых пружин и резиновыми втулками между ними, вид В (на рисунке 3, б).

Представленное виброизолирующее устройство станка плавучей мастерской содержит установленные на палубе 1 виброизолирующие опоры (не менее четырех), каждая из которых выполнена в виде основания 2 с резиновым элементом 3, имеющим пазы, ребра жесткости, верхнюю крышку 4 и гофрированную пружину 5. В осевом отверстии резинового элемента 3 установлен цилиндр 6 с рабочей жидкостью и поршнем 7 с калиброванным отверстием и клапаном сжатия (условно не обозначены). При этом шток 8 цилиндра 6 установлен в отверстии станины 9 станка, например, плоскошлифовального мод. 3Г71М. Виброизолирующая опора размещена внутри цилиндрической крышки 10, через отверстие в верхней стенке которой с возможностью осевого перемещения проходит шток 8 цилиндра, а гофрированная пружина 5 зафиксирована на указанной стенке. Нижними фланцами 11 цилиндрическая крышка 10 с помощью болтов 12 зафиксирована на поверхности палубы 1, к которой вокруг станины 9 также прикреплены не менее четырех шарниров 13 с тремя степенями свободы, взаимодействующих с аналогичными шарнирами 14 на боковых поверхностях станины 9 посредством штанг переменной длины, верхние части которых 15 соединены с нижними 16 посредством муфт на основе талрепов 17.

Нижняя часть каждого талрепа 17 оснащена втулкой 18, внутри которой с возможностью осевого перемещения размещен свободный конец нижней части 16 штанги, подпружиненный с каждой стороны втулки 18 пакетами тарельчатых пружин в виде не менее четырех встречно установленных конических шайб 19.

Между ними размещены привулканизированные к внутренним металлическим обоям резиновые втулки 20 высотой h , равной максимальной деформации f конической шайбы 19 и диаметром $Dв$, равным полусумме наружного D и внутреннего d диаметров конической шайбы 19, т.е. $Dв = (D + d) / 2$.

Устройство работает следующим образом. Металлорежущий станок, например, плоскошлифовальный мод. 3Г71М, устанавливают на общей поверхности палубы 1 (рисунки 3, 4, 5) механообрабатывающего участка плавучей мастерской на четырех виброизолирующих опорах. В процессе воздействия на станину 3 станка 4 колебаний от внешних источников (компрессоры, оборудование, вентиляторы, станки) через поверхность палубы 1 передаются колебательные воздействия через опору и цилиндр со штоком 8, обеспечивая гашение колебаний, то есть механическое и гидравлическое демпфирование. Поскольку плавучие

мастерские подвергаются влиянию колебаний морской (речной) поверхности, размещенное на палубах технологическое оборудование подвергается опасности сдвига при отрыве опоры от поверхности палубы. Для предотвращения сдвига и перекоса станка виброизолирующая опора размещена внутри цилиндрической крышки 10, через отверстие в верхней стенке которой с возможностью осевого перемещения проходит шток 8 цилиндра, а гофрированная пружина 5 зафиксирована на указанной стенке.

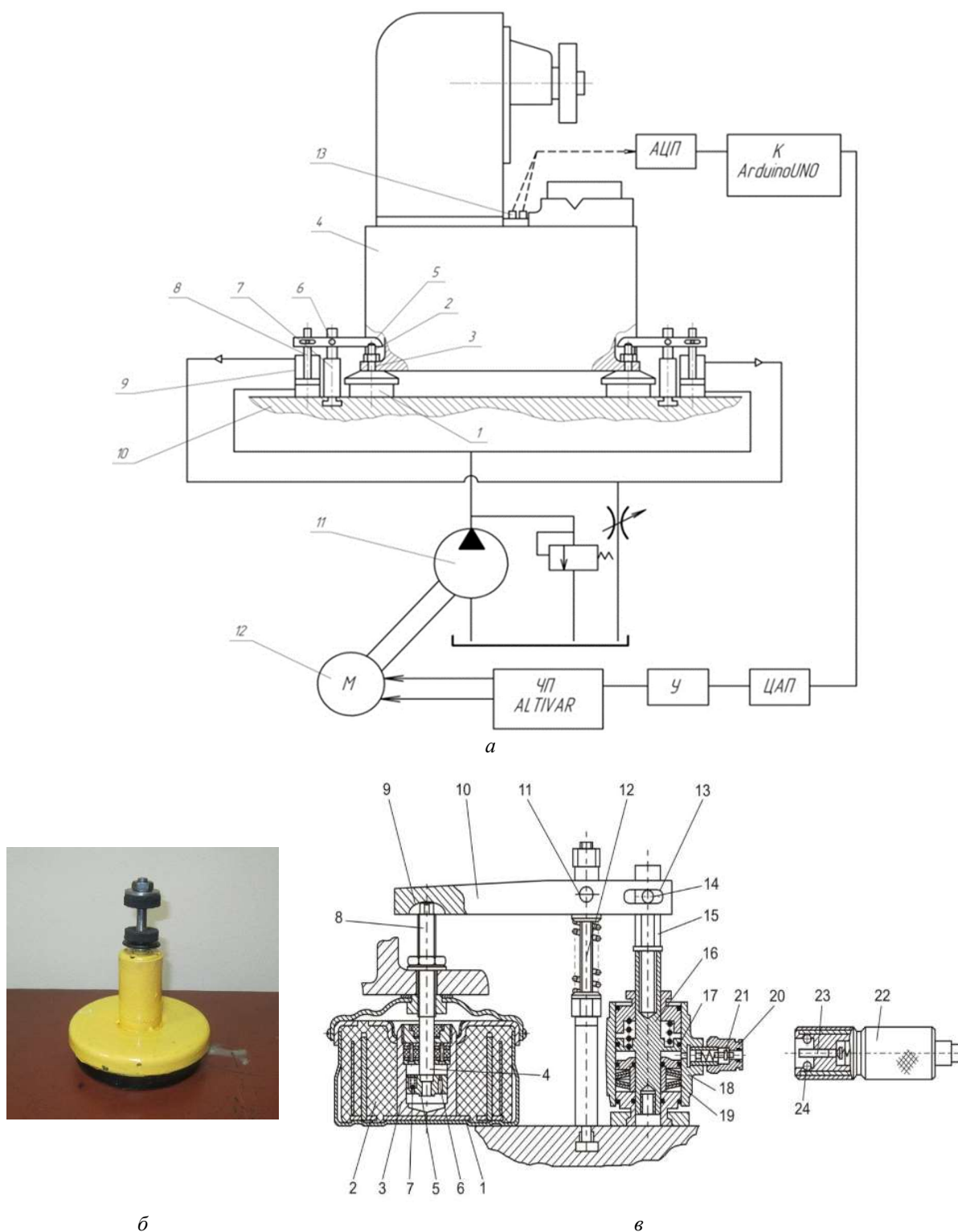


Рисунок 2 – Схема устройства автоматической виброзащиты станка в условиях плавучей мастерской (а) на основе виброизолирующих опор (б) и виброизолирующего устройства (в)

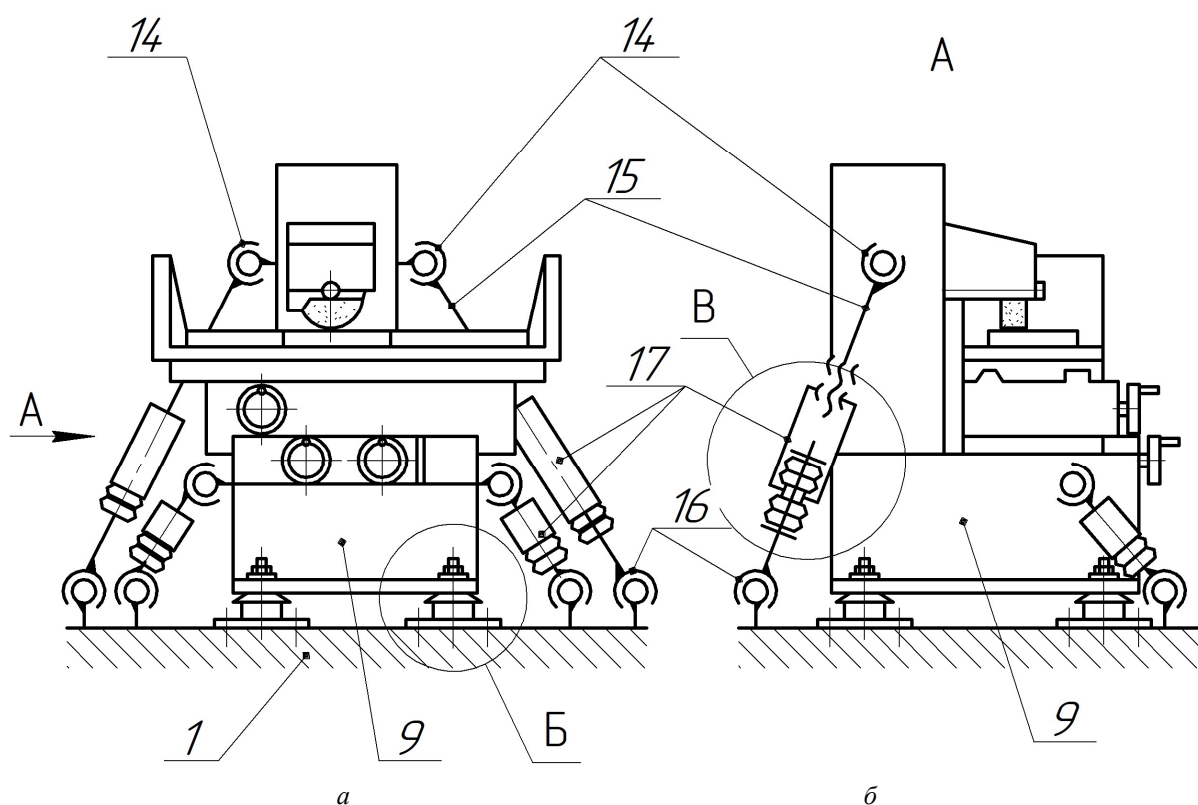


Рисунок 3 – Схема виброизолирующего устройства шлифовального станка: а – общий вид; б – вид А

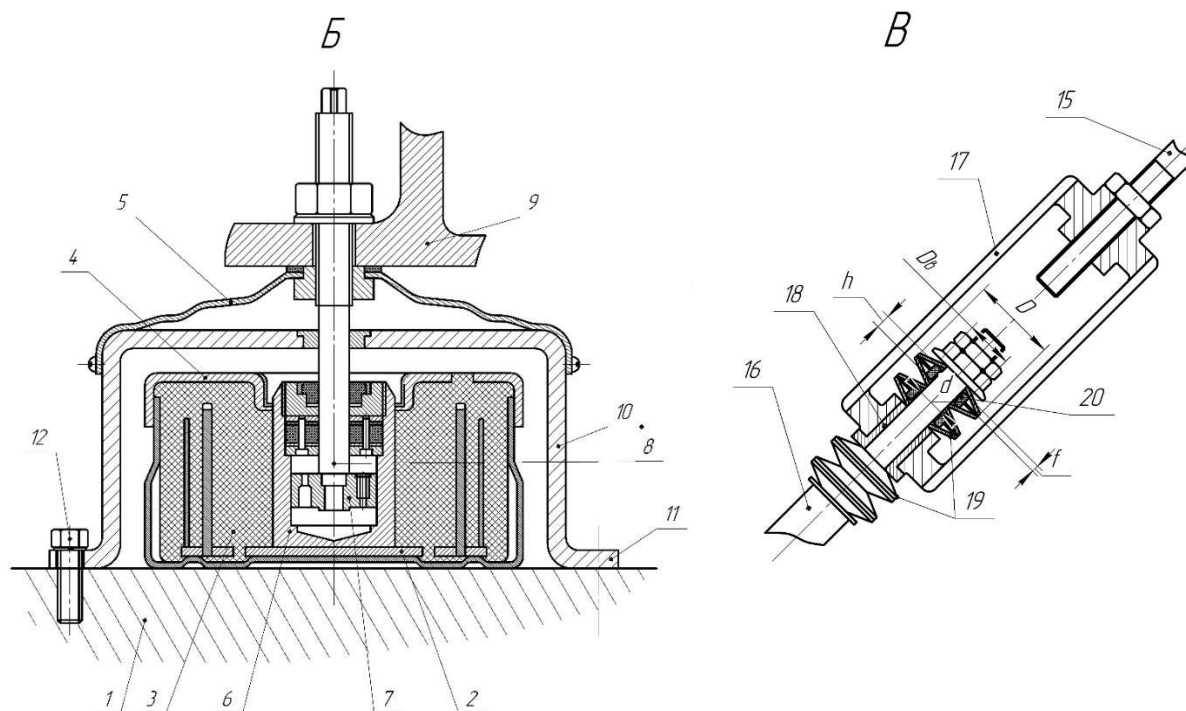


Рисунок 4 – Виброизолирующая опора, вид Б

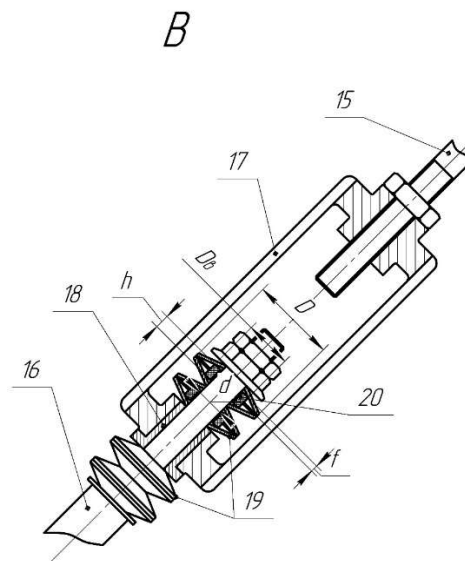


Рисунок 5 – Штанга переменной длины с муфтой на основе талрепа с пакетами тарельчатых пружин и резиновыми втулками, вид В

Нижними фланцами 11 цилиндрическая крышка 10 с помощью болтов 12 зафиксирована на поверхности палубы 1, предотвращая смещения опор с установленным на них станком по поверхности палубы относительно места его расположения. Для повышения надежности фиксации станка на виброизолирующих опорах и защиты от возможного

опрокидывания при значительных волнениях водной поверхности к палубе 1 вокруг станины 9 также прикреплены не менее четырёх шарниров 13 с тремя степенями свободы, взаимодействующих с аналогичными шарнирами 14 на боковых поверхностях станины 9 посредством штанг переменной длины. Верхние части 15 штанг соединены с нижними 16 посредством муфт на основе талрепов 17. Нижняя часть каждого талрепа 17 за счет подпружинивания конца нижней части 16 штанги с каждой стороны втулки 18 пакетами тарельчатых пружин в виде не менее четырех встречно установленных конических шайб 19 с размещенными между ними на внутренних металлических обоймах резиновыми втулками 20 обеспечивает устойчивое вертикальное положение станины станка и гашение колебаний путем демпфирования пакетами тарельчатых пружин с резиновыми втулками внутри.

Высота h резиновой втулки принимается равной максимальной деформации f конической шайбы и диаметром $Dв$, равным полусумме наружного D и внутреннего d диаметров конической шайбы, т.е. для конических шайб размерами $D = 40 \text{ мм}$, $d = 22,4 \text{ мм}$, $f = 3 \text{ мм}$ размеры резиновых втулок, устанавливаемых внутри между ними, принимаются из условий $h = f = 3 \text{ мм}$, $Dв = (D + d) / 2 = (40 + 22,4) / 2 = 31,2 \text{ (мм)}$.

Разработанные устройства позволяют:

- обеспечить автоматическое управление демпфированием виброизолирующей опоры металлорежущего станка при внешних воздействиях, в том числе и от колебаний водной поверхности;

- повысить динамические качества станка и надежность его виброзащиты при работе в условиях плавучих мастерских;

- обеспечить возможность регулировки управляющих воздействий на жесткость виброизолирующих опор в широком диапазоне путем использования современной платформы *ArduinoUNO*;

- повысить качество обработки деталей за счет снижения погрешностей их формы, уменьшения шероховатости и волнистости поверхности путем уменьшения вибрационных воздействий, гашению которых способствует виброизолирующая механо-гидравлическая опора с автоматическим регулированием жесткости в зависимости от сигналов с вибродатчиков, размещенных на незначительном удалении от рабочей зоны станка.

Второе устройство обеспечивает также высокую надежность фиксации станка на виброизолирующих опорах путем предотвращения смещения опор с установленным на них станком по поверхности палубы относительно места его расположения за счет размещения их внутри цилиндрических крышек, зафиксированных на поверхности палубы. Обеспечивается защита от смещения и возможного опрокидывания станка, а также гашение вибраций, возникающих от внешних воздействий, в том числе от волнений водной поверхности, за счет установки на палубе вокруг станины сферических (с тремя степенями свободы) шарниров, взаимодействующих с аналогичными шарнирами на боковых поверхностях станины посредством штанг переменной длины и муфт на основе талрепа с демпфирующими пакетами тарельчатых пружин и резиновыми втулками между ними.

Заключение.

Таким образом, в результате проведенных исследований и разработок получены эффективные варианты конструкций устройств автоматической виброзащиты прецизионных станков [9, 10], позволяющих обеспечить автоматическое управление демпфированием виброизолирующей опоры станка при внешних воздействиях, в том числе от колебаний водной поверхности и соседнего работающего оборудования. Предлагаемые устройства позволяют повысить качество обработки деталей [10], за счет снижения погрешностей их формы, уменьшения шероховатости и волнистости поверхности путем уменьшения вибрационных воздействий, гашению которых способствует виброизолирующая механо-гидравлическая опора с автоматическим регулированием жесткости в зависимости от величины сигналов вибродатчиков, размещенных на незначительном удалении от рабочей зоны станка.

В дальнейших разработках обеспечена высокая надежность фиксации станка на виброизолирующих опорах путем предотвращения смещения опор с установленным на них

станком по поверхности палубы за счет размещения их внутри цилиндрических крышек, зафиксированных на её поверхности. Обеспечивается защита от смещения и возможного опрокидывания станка также за счет установки на палубе вокруг станины сферических шарниров, взаимодействующих с аналогичными шарнирами на боковых поверхностях станины посредством штанг переменной длины и муфт на основе талрепа с демпфирующими пакетами тарельчатых пружин и резиновыми втулками.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Проников А.С. Металлорежущие станки и автоматы / А.С. Проников. – М.: Машиностроение, 1976. – 167 с.
2. Проников А.С. Точность и надежность станков с числовым программным управлением / А.С. Проников. – М.: Машиностроение, 1982. – 246 с.
3. Металлорежущие станки: в 2 т. / [Ачеркан Н.С., Гаврюшин А.А., Ермаков В.В. и др.]; под ред. Н.С. Ачеркана. [2-е изд.] – М.: Машиностроение, 1965. – 2 т. – 628 с.
4. Фундаменты и виброизолирующие опоры станков. Динамические расчеты установки станков на фундаментах и виброизолирующих опорах по заданным относительным перемещениям инструмента и изделия. Руководящие материалы. – М.: ЭНИМС, 1985. – 584 с.
5. Владецкая Е.А., Харченко А.О., Братан С.М. и др. Устройство автоматической виброзащиты металлорежущего станка // Патент России RU 158629 U1, 2016, Бюл. №2.
6. Владецкая Е.А., Харченко А.О., Братан С.М. и др. Опора металлорежущего станка с активной виброизоляцией // Патент России RU 159415 U1, 2016, Бюл. №4.
7. Братан С.М. Обеспечение качества деталей при круглом шлифовании в условиях плавучих мастерских / С.М. Братан, А.О. Харченко, Е.А. Владецкая // Вестник Иркутского государственного технического университета, 2018. – Т. 22, № 12 (143). – С. 21-34.
8. Братан С.М. Анализ и синтез системы виброизоляции шлифовального станка с учетом эксплуатационной надежности ее элементов / С.М. Братан, А.О. Харченко, Е.А. Владецкая // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). 2019. – Том 21, №1. – С. 35-49. doi:10.17212/1994-6309-2019-21.1-35-49.
9. Братан С.М. Повышение качества деталей при шлифовании в условиях плавучих мастерских: монография/ С.М. Братан, Е.А. Владецкая, Д.О. Владецкий, А.О. Харченко. – М.: Вузовский учебник: ИНФРА-М, 2018. – 154 с.
10. Харченко А.О. Совершенствование станочного оборудования для прецизионной обработки деталей в плавучих мастерских / А.О. Харченко, С.М. Братан, Е.А. Владецкая // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – Орел: ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева», 2020, № 3 (341). – С. 31-38. doi:10.33979/2073-7408-2020-341-3-31-38.

Харченко Александр Олегович
ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет»,
г. Севастополь
Кандидат технических наук,
профессор кафедры «Технология
машиностроения»
299053, г. Севастополь, ул.
Университетская, 33
Тел. 54-05-57
E-mail: khao@list.ru

Владецкая Екатерина Александровна
Морской институт им. вице-адмирала
В.А. Корнилова - филиал ФГБОУ ВО
"ГМУ им. адм. Ф.Ф. Ушакова",
г. Севастополь
Кандидат технических наук, доцент
кафедры «Судовая энергетика и
электрооборудование»
299009, г. Севастополь, ул. ул. Героев
Севастополя, 11, корпус 8/22
E-mail: vladetska@rambler.ru

Тищенко Иван Владимирович
ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет»,
г. Севастополь
Аспирант кафедры «Технология
машиностроения»
299053, г. Севастополь, ул.
Университетская, 33
Тел. 54-05-57
E-mail: dragonname@mail.ru

A.O. KHARCHENKO, E.A. VLADETSKAYA, I.V. TISHCHENKO

IMPROVING THE EFFICIENCY OF GRINDING PARTS IN FLOATING WORKSHOPS

Abstract. *The article discusses the results of research and development in the direction of improving and more efficient use of grinding machines in floating workshops by increasing the vibration resistance of their technological system and reducing external influences. Traditional vibration-insulating machine supports cannot be used in floating workshops due to the loss of their functioning in conditions of pitching and horizontal displacements under its influence. New effective variants of vibration protection devices for grinding machines are described, which allow for automatic*

control of damping of the vibration-insulating support under external influences. A device for securely fixing the machine on vibration-insulating supports by preventing displacement is also presented. Protection against displacement and possible overturning of the machine is provided, as well as damping of vibrations arising from external influences, by installing spherical hinges on the deck around the bed, interacting with similar hinges on the side surfaces of the bed by means of rods of variable length and couplings based on a lanyard with damping packages of disc springs and rubber bushings between them.

Keywords: floating workshop, grinding machine, vibration protection, active vibration isolation, mechanical and hydraulic support, displacement protection, rods of variable length, couplings based on a lanyard, packages of disc springs.

BIBLIOGRAPHY

1. Pronikov A.S. Metallorezhushchiye stanki i avtomaty (*Metal-cutting machines and automatic machines*) / A.S. Pronikov. – M.: Mashinostroyeniye, 1976. – 167 s.
2. Pronikov A.S. Tochnost i nadezhnost stankov s chislovym programmnyim upravleniyem (*The accuracy and reliability of numerically controlled machines*) / A.S. Pronikov. – M.: Mashinostroyeniye, 1982. – 246 s.
3. Metallorezhushchiye stanki: v 2 t. (*Metal-cutting machines*) / [Acherkan N.S., Gavryushin A.A., Yermakov V.V. i dr.]; pod red. N.S. Acherkana. [2-ye izd.] – M.: Mashinostroyeniye, 1965. – 2 t. – 628 s.
4. Fundamenty i vibroizoliruyushchiye opory stankov (*Foundations and vibration isolating machine supports*). Dinamicheskiye raschety ustanovki stankov na fundamentakh i vibroizoliruyushchikh oporakh po zadannym odnositelnym peremeshcheniyam instrumenta i izdeliya. Rukovodyashchiye materialy. – M.: ENIMS, 1985. – 584 s.
5. Vladetskaya Ye.A., Kharchenko A.O., Bratan S.M. i dr. Ustroystvo avtomaticheskoy vibrozashchity metallovezhushchego stanka (*Device for automatic vibration protection of a metal cutting machine*) // Patent Rossii RU 158629 U1, 2016, Byul. №2.
6. Vladetskaya Ye.A., Kharchenko A.O., Bratan S.M. i dr. Opora metallovezhushchego stanka s aktivnoy vibroizolyatsiyey (*Support of a metal cutting machine with active vibration isolation*) // Patent Rossii RU 159415 U1, 2016, Byul. №4.
7. Bratan S.M. Obespecheniye kachestva detaley pri kruglom shlifovanii v usloviyakh plavuchikh masterskikh (*Quality assurance of parts during circular grinding in the conditions of floating workshops*) / S.M. Bratan, A.O. Kharchenko, Ye.A. Vladetskaya // Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta, 2018. – T. 22, № 12 (143). – S. 21-34.
8. Bratan S.M. Analiz i sintez sistemy vibroizolyatsii shlifovalnogo stanka s uchetom ekspluatatsionnoy nadezhnosti yeye elementov (*Analysis and synthesis of the vibration isolation system of a grinding machine, taking into account the operational reliability of its elements*) / S.M. Bratan, A.O. Kharchenko, Ye.A. Vladetskaya // Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovaniye, instrumenty). 2019. – Tom 21, №1. – S. 35-49. doi: 10.17212/1994-6309-2019-21.1-35-49.
9. Bratan S.M. Povysheniye kachestva detaley pri shlifovanii v usloviyakh plavuchikh masterskikh: monografiya (*Improving the quality of parts during grinding in the conditions of floating workshops*) / S.M. Bratan, Ye.A. Vladetskaya, D.O. Vladetskiy, A.O. Kharchenko. – M.: Vuzovskiy uchebnik: INFRA-M, 2018. – 154 s.
10. Kharchenko A.O. Sovershenstvovaniye stanochnogo oborudovaniya dlya pretsizionnoy obrabotki detaley v plavuchikh masterskikh (*Improvement of machine tools for precision processing of parts in floating workshops*) / A.O. Kharchenko, S.M. Bratan, Ye.A. Vladetskaya // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – Orel: FGBOU VO «OGU imeni I.S. Turgeneva», 2020, № 3 (341). – S. 31-38. doi:10.33979/2073-7408-2020-341-3-31-38.

Kharchenko Alexander Olegovich
"Sevastopol State University",
Sevastopol
Ph.D., professor of the department
"Technology of mechanical
engineering"
299053, Sevastopol,
Universitetskaya St., 33
Тел. 54-05-57
E-mail: khao@list.ru

Vladetskaya Ekaterina Aleksandrovna
Vice Admiral V.A. Kornilov Maritime
Institute - branch of the Federal State
Budgetary Educational Institution of
Higher Education "GMU named after
Adm. F.F. Ushakov", Sevastopol
Ph.D., Associate Professor of the
Department "Marine Power Engineering
and Electrical Equipment" 299009,
Sevastopol, Heroes of Sevastopol str.,
11, building 8/22
E-mail: vladetska@rambler.ru

Tishchenko Ivan Vladimirovich
"Sevastopol State University",
Sevastopol
Sevastopol Postgraduate student of
the Department of "Technology of
mechanical engineering"
299053, Sevastopol,
Universitetskaya St., 33
Тел. 54-05-57
E-mail: dragonname@mail.ru

Адрес издателя:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева»
302026, Орловская область, г. Орёл, ул. Комсомольская, 95
Тел. (4862) 75–13–18
<http://oreluniver.ru>
E-mail: info@oreluniver.ru

Адрес редакции:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева»
302030, Орловская область, г. Орёл, ул. Московская, 34
+7 (905) 169 88 99

<https://oreluniver.ru/science/journal/fipptt>
E-mail: radsu@rambler.ru

Материалы статей печатаются в авторской редакции

Право использования произведений предоставлено авторами на основании
п. 2 ст. 1286 Четвертой части Гражданского Кодекса Российской Федерации

Технический редактор Тюхта А.В.
Компьютерная верстка Тюхта А.В.

Подписано в печать 30.07.2024 г.
Дата выхода в свет 02.08.2024 г.
Формат 70х108/16. Усл. печ. л. 12,25
Цена свободная. Тираж 1000 экз.
Заказ № 171

Отпечатано с готового оригинал–макета
на полиграфической базе ОГУ имени И.С. Тургенева
302026, Орловская область, г. Орёл, ул. Комсомольская, д. 95