

## Редакционный совет

**Голенков В.А.** д-р техн. наук, проф., председатель  
**Радченко С.Ю.** д-р техн. наук, проф., зам. председателя  
**Борзенков М.И.** канд. техн. наук, доц., секретарь  
**Астафичев П.А.** д-р юрид. наук, проф.  
**Иванова Т.Н.** д-р техн. наук, проф.  
**Киричек А.В.** д-р техн. наук, проф.  
**Колчунов В.И.** д-р техн. наук, проф.  
**Константинов И.С.** д-р техн. наук, проф.  
**Новиков А.Н.** д-р техн. наук, проф.  
**Попова Л.В.** д-р экон. наук, проф.  
**Степанов Ю.С.** д-р техн. наук, проф.

## Редакция

Главный редактор  
**Степанов Ю.С.** д-р техн. наук, проф., заслуженный деятель науки Российской Федерации

Заместители главного редактора  
**Гордон В.А.** д-р техн. наук, проф.  
**Киричек А.В.** д-р техн. наук, проф.  
**Подмастерьев К.В.** д-р техн. наук, проф.

## Члены редколлегии

**Бабичев А.П.** д-р техн. наук, проф.  
**Вдовин С.И.** д-р техн. наук, проф.  
**Дмитриев А.М.** д-р техн. наук, проф., член-кор. РАН  
**Емельянов С.Г.** д-р техн. наук, проф.  
**Зубарев Ю.М.** д-р техн. наук, проф.  
**Зубчанинов В.Г.** д-р физ.-мат. наук, проф.  
**Иванов Б.Р.** д-р техн. наук, проф.  
**Колесников К.С.** д-р техн. наук, проф., академик РАН  
**Копылов Ю.Р.** д-р техн. наук, проф.  
**Малинин В.Г.** д-р физ.-мат. наук, проф.  
**Мулюкин О.П.** д-р техн. наук, проф.  
**Осадчий В.Я.** д-р техн. наук, проф.  
**Панин В.Е.** д-р техн. наук, проф., академик РАН  
**Распопов В.Я.** д-р техн. наук, проф.  
**Смоленцев В.П.** д-р техн. наук, проф.

Ответственный за выпуск  
**Григорьева О.Ю.**

## Адрес редакции

302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29  
(4862) 41-98-48, 55-55-24, 41-98-03, 55-05-81  
www.gu-unpk.ru  
E-mail: met\_lit@ostu.ru

Зарег. в Федеральной службе по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций. Свидетельство ПИ № ФС77-47351 от 03 ноября 2011 года

Подписной индекс **29504**

по объединенному каталогу «Пресса России»

© Госуниверситет – УНПК, 2012

## Содержание

### Естественные науки

<b>Малинин Г.В.</b> Развитие метода эффективного поля для расчета структурных напряжений на фронте мартенситных превращений.....	3
<b>Магомедов Г.М., Яхьяева Х.Ш., Козлов Г.В.</b> Зависимость аутогезии полимеров от их молекулярной структуры.....	8
<b>Поландов Ю.Х.</b> К вопросу о центральном взрыве газо-воздушной смеси в сферическом объёме	14
<b>Головешкин В.А., Калугин И.А., Козырев Ю.М., Пономарев А.В., Яблочко С.В.</b> Аналитическое исследование изменения цилиндрической формы поверхности в процессе горячего изостатического прессования.....	22
<b>Охлопков Н.Л., Черемных С.В.</b> О предельных поверхностях критических напряжений и деформаций материала в решении задачи устойчивости круговой цилиндрической оболочки при простых процессах.....	30
<b>Журавлева А.В., Воронина Г.В.</b> Мощность и КПД ударных механизмов III класса при автономном приводе.....	37

### Моделирование технологических процессов

<b>Крышень Е.В.</b> Имитационное моделирование производственных процессов.....	41
<b>Елисеев С.В., Хоменко А.П.</b> Теоретические основы динамического гашения колебаний в системе «объект защиты – механическая цепь как дополнительная обратная связь с двумя степенями свободы».....	46

### Конструирование, расчеты, материалы

<b>Букатый С.А., Лёшин Д.П.</b> Расчёт стяжного вала компрессора ГТД семейства Д-30К методом эквивалентной жёсткости.....	54
<b>Поляков Р.Н.</b> Увеличение ресурса тяжело нагруженных опор валков прокатных станов за счет совмещения подшипников качения и скольжения.....	59
<b>Радченко С.Ю., Дорохов Д.О.</b> Анализ мер деформаций.....	67
<b>Савин Л.А., Сливинский Е.В., Митина Т.Е., Пивоваров О.А.</b> Повышение надёжности ГРМ тепловозного дизеля за счёт снижения в нём ударных нагрузок.....	75
<b>Сергиев А.П., Проскурин А.А., Логачев В.Н.</b> Влияние эффекта Баушингера на листовую вырубку.....	82

### Машиностроительные технологии и инструменты

<b>Анисимов Р.В., Тарапанов А.С.</b> Силы резания при зубодолбления колес с внутренними зубьями незвольвентного профиля.....	86
<b>Бекташов Д.А., Крапостин А.А.</b> Определение основных параметров надёжности минералокерамического режущего инструмента.....	94
<b>Сергиев А.П., Проскурин А.А.</b> Проведение контрольных экспериментов для оптимизации нового технологического процесса реверсивной вырубки листовых деталей.....	99

### Приборостроение и биотехнические системы

<b>Рабочий А.А.</b> Повышение чувствительности преобразователей с датчиками, использующими резисторные и ёмкостные сенсорные элементы.....	104
<b>Руднев Д.О., Сычугов А.А.</b> Алгоритм инициализации терминальных устройств в системах мониторинга инфраструктурных объектов.....	108
<b>Бондарева Л.А.</b> Исследование нормальности распределения вероятности результатов измерения биоэлектрических потенциалов растений.....	115

### Испытания, контроль, диагностика и управление качеством

<b>Пахолкин Е.В., Подмастерьев К.В.</b> Интеллектуализация электрических методов трибомониторинга.....	119
<b>Алагуев Р.В., Иванов Ю.В., Малютин Д.М., Плясов А.В., Распопов В.Я., Сидоров П.Г.</b> Результаты испытаний многооборотного электропривода для управления запорной арматурой трубопроводного транспорта.....	125
<b>Будинов А.П., Тихонов В.А.</b> Методика прогнозирования ресурса бандажей колесных пар локомотивов.....	136
<b>Гаврилина В.А.</b> Процедура уточнения вкладов факторов в комбинации «высокоэффективная жидкостная хроматография – метод главных компонент».....	145
<b>Захаров М.Г.</b> Особенности функционального диагностирования подшипниковых опор электропараметрическим методом.....	152



The journal is published since 1995  
The journal is published 6 times a year

**№ 5 (295) 2012**  
September-october

# Fundamental and Applied Problems of Engineering and Technology

The founder – The Federal State Higher Education Professional Institution  
«State University – Education-Scientific-Production Complex»  
(State University – ESPC)

## Editorial council

**Golenkov V.A.** Doc. Sc. Tech., Prof.,  
president  
**Radchenko S.Y.** Doc. Sc. Tech., Prof.,  
vice-president  
**Borzenkov M.I.** Candidate Sc.  
Tech., Assistant Prof., secretary  
**Astafichev P.A.** Doc. Sc. Law., Prof.  
**Ivanova T.I.** Doc. Sc. Tech., Prof.  
**Kirichek A.V.** Doc. Sc. Tech., Prof.  
**Kolchunov V.I.** Doc. Sc. Tech., Prof.  
**Konstantinov I.S.** Doc. Sc. Tech., Prof.  
**Novikov A.N.** Doc. Sc. Tech., Prof.  
**Popova L.V.** Doc. Sc. Ec., Prof.  
**Stepanov Y.S.** Doc. Sc. Tech., Prof.

## Editorial Committee

**Editor-in-chief**  
**Stepanov Y.S.** Doc. Sc. Tech., Prof.,  
honored worker of science of Russian  
Federation

## Editor-in-chief Assistants

**Gordon V.A.** Doc. Sc. Tech., Prof.  
**Kirichek A.V.** Doc. Sc. Tech., Prof.  
**Podmasteryev K.V.** Doc. Sc. Tech.,  
Prof.

## Member of editorial board

**Babichev A.P.** Doc. Sc. Tech., Prof.  
**Vdovin S.I.** Doc. Sc. Tech., Prof.  
**Dmitriev A.M.** Doc. Sc. Tech., Prof.,  
Corresponding Member of RAS  
**Emelyanov S.G.** Doc. Sc. Tech., Prof.  
**Zubarev Y.M.** Doc. Sc. Tech., Prof.  
**Subchaninov V.G.** Doc. Sc. Ph.-Math, Prof.  
**Ivanov B.R.** Doc. Sc. Tech., Prof.  
**Kolesnikov K.S.** Doc. Sc. Tech.,  
Prof., Academician of RAS  
**Kopylov Y.R.** Doc. Sc. Tech., Prof.  
**Malinin V.G.** Doc. Sc. Ph.-Math., Prof.  
**Mulyukin O.P.** Doc. Sc. Tech., Prof.  
**Osadchy V.Ya.** Doc. Sc. Tech., Prof.  
**Panin V.E.** Doc. Sc. Tech., Prof.,  
Academician of RAS  
**Raspopov V.Ya.** Doc. Sc. Tech., Prof.  
**Smolenzev V.P.** Doc. Sc. Tech., Prof.

## Responsible for edition

**Grigorieva O.Yu.**

## Address

302020 Orel,  
Naugorskoe Chossee, 29  
(4862) 41-98-48, 55-55-24, 41-98-03,  
55-05-81  
www.gu-unpk.ru  
E-mail: met\_lit@ostu.ru

Journal is registered in Federal Agency  
of supervision in sphere of commun-  
ication, information technology and  
mass communications. The certificate  
of registration PI № FS77-47351 from  
03.11.2011

Index on the catalogue of the «Pressa  
Rossii» 29504

© State University – ESPC, 2012

## Contents

### Natural science

<b>Malinin G.V.</b> Development of the method for the calculation of the effective field structural stresses on the front of martensitic transformations.....	3
<b>Magomedov G.M., Yahyaeva Kh.Sh., Kozlov G.V.</b> The dependence of the adhesion polymers from their molecular structure.....	8
<b>Polandov YU.H.</b> To the question about the explosion of the gas-air the mixture in a spherical volume.....	14
<b>Goloveshkin V.A., Kalugin I.A., Kozlyev Yu.M., Ponomarev A.V., Yablochko S.V.</b> Analytical study of the change in the surface's cylindrical form under hot isostatic pressing.....	22
<b>Okhlopov N.L., Cheremnykh D.C.</b> On the surfaces of the critical stress and deformation of the material in solving the problem of the stability of a circular cylindrical shell for simple processes.....	30
<b>Zhuravleva A.V., Voronina G.V.</b> The power and efficiency of percussion mechanisms class III when the offline drive.....	37

### Process modeling

<b>Kryshen E.V.</b> Simulation modeling of production processes.....	41
<b>Eliseev S.V., Khomenko A.P.</b> Theoretical basis of dynamical absorption of oscillation in system: «object of protection – additional feed-back control tie as mechanical chain».....	46

### Construction, calculation, material

<b>Bukatyi S.A., Leshin D.P.</b> Analysis of the coupling shaft of the gas turbine compressor of d-30 family by the method of equivalent rigidity.....	54
<b>Polyakov R.N.</b> Reliability improvement of rotor supports by combining rolling-elements bearings and fluid-film bearings.....	59
<b>Radchenko S.YU., Dorokhov D.O.</b> Strain measures analysis.....	67
<b>Savin L.A., Slivinsky E.V., Mitina I.E., Pivovarov O.A.</b> Increase of reliability of the timing of locomotive diesel engine due to the decline in the it loads.....	75
<b>Sergiev A.P., Proskurin A.A., Logachev V.N.</b> The influence of Bauschinger' effect on the sheet cuttings.....	82

### Machine building technology and toolware

<b>Anisimov R.V., Tarapanov A.S.</b> Forces of cutting at gear shaping of sprockets with interior teeth not involute the profile.....	86
<b>Bektasov D.A., Krapostin A.A.</b> Determination of the basic parameters of reliability mineralokeramicheskogo cutting tool.....	94
<b>Sergiev A.P., Proskurin A.A.</b> The carrying out of a control experiment for the new technology process optimization of the reverse punching of sheet articles.....	99

### Instrument making and biotechnological system

<b>Rabochiy A.A.</b> Improving sensitivity transducer with sensors using and resistors capacitive sensor elements.....	104
<b>Rudnev D.O., Sychugov A.A.</b> Algorithm of initialization of terminal devices in systems of monitoring of infrastructural objects.....	108
<b>Bondareva L.A.</b> Research of the normality of the probability distribution of the results of measurement of biopotentials plants.....	115

### Tests, control, diagnostics and quality control

<b>Pakholkina E.V., Podmasteryev K.V.</b> Intellectualization of electric methods of tribomonitoring.....	119
<b>Alaluev R.V., Ivanov Y.V., Malyutin D.M., Plyasov A.V., Raspopov V.YA., Sidorov P.G.</b> The results of the testing of part-turn actuator to control stopvalves of the pipeline transport.....	125
<b>Buinosov A.P., Tikhonov V.A.</b> Technique of forecasting of the resource of bandages of wheel pairs of locomotives.....	136
<b>Gavrilina V.A.</b> Procedure for clarification of deposits in combination of factors, "high performance liquid chromatography – principal component".....	145
<b>Zakharov M.G.</b> Features of functional diagnosing of bearings an electro parametric metod.....	152

Journal is included into the list of the Higher Examination Board for publishing the results of theses for competition the academic degrees.

**РАЗВИТИЕ МЕТОДА ЭФФЕКТИВНОГО ПОЛЯ ДЛЯ РАСЧЕТА СТРУКТУРНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ НА ФРОНТЕ МАРТЕНСИТНЫХ ПРЕВРАЩЕНИЙ**

*В настоящей статье приведены результаты развития метода эффективного поля структурно-аналитической мезомеханики материалов с эффектом памяти формы. Представлена система уравнений для расчета фазового состава, структурных параметров и межфазных напряжений на границе аустенита и мартенсита при обратимых фазовых превращениях.*

**Ключевые слова:** метод эффективного поля, структурные напряжения, фронт фазовых превращений мартенситного типа, материал с эффектом памяти формы, структурно-аналитическая мезомеханика материалов.

**ВВЕДЕНИЕ**

Одной из самых сложных проблем в физике прочности и механике пластичности является расчет структурно-механических полей напряжений характеризующих взаимодействие, а также взаимовлияние между структурными уровнями. Для расчета структурных напряжений необходимо вводить соответствующие эффективные напряжения, отражающие специфику массопереноса на каждом масштабном и структурном уровне. Развивается метод эффективного поля для расчета структурных напряжений, возникающих на фронте фазовых мартенситных превращений в материалах, обладающих эффектами памяти формы [1]. Особое внимание уделено расчету межфазных напряжений, обусловленных анизотропией теплового расширения аустенита ( $\gamma_{ik}^A$ ) и мартенсита ( $\gamma_{ik}^M$ ), конечной величиной дисторсии превращения ( $D_{ik}$ ) (в частности, из-за ненулевого следа тензора ( $D_{ik}$ )), анизотропии упругой податливости мартенсита ( $E_{ikpq}^M$ )<sup>-1</sup> и аустенита ( $E_{ikpq}^A$ )<sup>-1</sup>, разницей в коэффициентах теплового расширения и сжимаемости фаз, а также структурных напряжений межчастичного взаимодействия, обусловленных механизмами пластической аккомодации на фронте фазовых превращений за счет инициирования атермических сдвигов или двойникования. Рассмотрим метод расчета структурных напряжений, возникающих в материалах с эффектом памяти формы (ЭПФ) при термосиловом воздействии.

**1 МЕЖФАЗНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ОБУСЛОВЛЕННЫЕ АНИЗОТРОПИЕЙ УПРУГИХ И ТЕПЛОВЫХ СВОЙСТВ**

Следуя методике, изложенной в [1-4]], можно сформулировать кинетические уравнения для расчета межфазных напряжений, вызываемых несовместностью температурных деформаций аустенита и мартенсита:

$$\begin{aligned}
 {}_T \dot{\Lambda}_{ik}^{A \rightarrow M} &= M_{ikpq}^{A \rightarrow M} E_{pqmn}^M \left\{ \left[ \left( \langle \gamma_{mn}^A \rangle - \gamma_{mn}^M \right) \dot{T} + \frac{1}{3} \delta_{mn} D_{mn} \dot{\Phi}_m \right] \times \right. \\
 &\quad \times \left[ A_1 \Phi (\Phi^0 - \Phi) + A_2 \Phi_m (1 - \Phi_m) + A_3 \Phi_\Sigma (1 - \Phi_\Sigma) \right] - \\
 &\quad \left. - \left[ \left( \langle \gamma_{mn}^A \rangle - \gamma_{mn}^M \right) (T - T_1) + \frac{1}{3} \delta_{mn} D_{mn} \Phi_m \right] \times \right. \\
 &\quad \left. \times \left[ A_1 \dot{\Phi} (\Phi^0 - 2\Phi) + A_2 \dot{\Phi}_m (1 - 2\Phi_m) + A_3 \dot{\Phi}_\Sigma (1 - 2\Phi_\Sigma) \right] \right\}, \quad (1) \\
 {}_T \dot{\Lambda}_{ik}^{M \rightarrow A} &= M_{ikpq}^{M \rightarrow A} E_{pqmn}^A \left\{ \left[ \left( \langle \gamma_{mn}^M \rangle - \gamma_{mn}^A \right) \dot{T} + \frac{1}{3} \delta_{mn} D_{mn} \dot{\Phi}_m \right] \times \right. \\
 &\quad \times \left[ A_1 \Phi (\Phi^0 - \Phi) + A_2 \Phi_m (1 - \Phi_m) + A_3 \Phi_\Sigma (1 - \Phi_\Sigma) \right] - \\
 &\quad \left. - \left[ \left( \langle \gamma_{mn}^M \rangle - \gamma_{mn}^A \right) (T - T_1) + \frac{1}{3} \delta_{mn} D_{mn} \Phi_m \right] \times \right.
 \end{aligned}$$

$$\times \left[ A_1 \dot{\Phi} (\Phi^0 - 2\Phi) + A_2 \dot{\Phi}_m (1 - 2\Phi_m) + A_3 \dot{\Phi}_\Sigma (1 - 2\Phi_\Sigma) \right] \}. \quad (2)$$

Здесь  $T \dot{\Lambda}_{ik}^{A \rightarrow M}$ ,  $T \dot{\Lambda}_{ik}^{M \rightarrow A}$  – скорости неориентированных микронапряжений на границах раздела фаз мартенсита и аустенита, возникающие при прямом превращении аустенита в мартенсит ( $A \rightarrow M$ ) (1) и при обратном ( $M \rightarrow A$ ) превращении (2). Параметры  $A_1, A_2, A_3$  – константы материала, отражающие вклад микро-, мезо- и макромасштабных уровней [1,2,4] в значения  $T \Lambda_{ik}$ , которые могут зависеть от среднего размера фрагментов, зерен, самоаккомодированных групп зерен, например, согласно формуле Холла-Петча [4, 6].

Удельные значения мартенситной фазы на микро- ( $\Phi$ ), мезо- ( $\Phi_m$ ) и макро- ( $\Phi_\Sigma$ ) масштабных уровнях определяются согласно [1,4,5] следующими соотношениями:

$$\begin{aligned} \dot{\Phi} = -\dot{T}^* \left\{ \text{H}(1 - \Phi_\Sigma) \text{H}(-\dot{T}^*) \text{H}(\Phi^0 - \Phi) \text{H} \left[ M_H - \Phi(M_H - M_K) - T^* \right] (M_H - M_K)^{-1} + \right. \\ \left. + \text{H}(\Phi_\Sigma) \text{H}(\Phi^H + \Phi) \text{H}(\dot{T}^*) \text{H} \left[ T^* + \Phi(A_K - A_H) - A_K \right] (A_K - A_H)^{-1} \right\}; \end{aligned} \quad (3)$$

$$\Phi_m = \int_0^t \int_{-\Gamma}^\Gamma \int_D \varphi(S_r) \Psi(S_D) \dot{\Phi} dS_r dS_D dS; \quad \Phi_\Sigma = \int_{\{\Omega\}} f(\Omega) \Phi_m d^3\Omega; \quad (4)$$

$$\int_{-\Gamma}^\Gamma \varphi(s_r) dS_r = 1; \quad \int_{-D}^D \varphi(s_D) dS_D = 1; \quad T^* = T - \frac{T_0}{q_0} D_{ik} \tau'_{ik}. \quad (5)$$

Здесь  $\Phi^0, \Phi^H$  – постоянные материала, ограничивающие размеры образующихся кристаллов, соответственно мартенсита или аустенита. Средние значения коэффициентов теплового расширения  $\langle \gamma_{mn}^M \rangle$  и  $\langle \gamma_{mn}^A \rangle$  рассчитываются по формулам:

$$\langle \gamma_{ik}^M \rangle = \alpha_{mi} \alpha_{nl} \chi_{ti} \chi_{lk} \int_{\{\Omega\}} f(\Omega) \alpha_{mr} \alpha_{ns} \chi_{rp} \chi_{sq} \gamma_{pq}^M d^3\Omega, \quad (6)$$

$$\langle \gamma_{ik}^A \rangle = \alpha_{mi} \alpha_{nk} \int_{\{\Omega\}} f(\Omega) \alpha_{mp} \alpha_{np} \gamma_{pq}^A d^3\Omega, \quad (7)$$

где  $\gamma_{ik}^M, \gamma_{ik}^A$ , а также  $E_{ikpq}^M, E_{ikpq}^A$  – тензоры коэффициентов теплового расширения и коэффициентов упругости мартенсита и аустенита, соответственно, выраженные в их кристаллографических базисах;  $\alpha_{ik}$  и  $\chi_{ik}$  – соответствующие направляющие косинусы.

$$\langle E_{ikpq}^M \rangle = \alpha_{ut} \alpha_{vl} \alpha_{wm} \alpha_{vn} \chi_{ti} \chi_{lk} \chi_{mp} \chi_{nq} \int_{\{\Omega\}} f(\Omega) \alpha_{ua} \alpha_{vb} \alpha_{wc} \alpha_{vd} \chi_{al} \chi_{bf} \chi_{cg} \chi_{dh} E_{lfg h}^M d^3\Omega; \quad (8)$$

$$\langle E_{ikpq}^A \rangle = \alpha_{mi} \alpha_{nk} \alpha_{rp} \alpha_{sq} \int_{\{\Omega\}} f(\Omega) \alpha_{ml} \alpha_{nf} \alpha_{rg} \alpha_{sh} E_{lfg h}^A d^3\Omega. \quad (9)$$

$M_{ikpq}^n$  ( $n = A \rightarrow M$  при прямой мартенситной реакции и  $M \rightarrow A$  при обратном мартенситном превращении) – тензор, у которого отличны от нуля следующие компоненты:

$$M_{1111}^n = M_1^n; M_{2222}^n = M_2^n; M_{3333}^n = M_3^n; M_{1212}^n = M_{1221}^n = M_{2121}^n = \frac{1}{2} M_4^n;$$

$$M_{1313}^n = M_{1331}^n = M_{3131}^n = \frac{1}{2} M_5^n; M_{2323}^n = M_{2332}^n = M_{3232}^n = \frac{1}{2} M_6^n,$$

где  $M_i^n = B_0^k / (B_0^k + A_i^m)$ , ( $i = 1, 2, \dots, 6$ ), (при  $n=A \rightarrow M$ ,  $k=A$ ,  $m=M$ ; при  $n=M \rightarrow A$ ,  $k=M$ ,  $m=A$ ),  $B_0^k = 2(\langle E_{1111}^k \rangle - \langle E_{1122}^k \rangle)$ ;

$$\begin{aligned} A_1^m &= E_{1111}^m + E_{1122}^m + E_{1133}^m; & A_2^m &= E_{2211}^m + E_{2222}^m + E_{2233}^m; \\ A_3^m &= E_{3311}^m + E_{3322}^m + E_{3333}^m; & A_4^m &= E_{1211}^m + E_{1222}^m + E_{1233}^m; \\ A_5^m &= E_{1311}^m + E_{1322}^m + E_{1333}^m; & A_6^m &= E_{2311}^m + E_{2322}^m + E_{2333}^m. \end{aligned}$$

В соотношениях (1) – (9)  $\delta_{ik}$  – символы Кронекера,  $T$  – текущее значение температуры,  $T_1$  – исходное значение  $T$ ,  $T_0$  – температура термодинамического равновесия фаз,  $q_0$  – константа, отражающая тепловой эффект мартенситной реакции.

Используя данную методику, запишем уравнения для расчета межфазных напряжений, инициируемых несовместностью упругих деформаций аустенитных и мартенситных фаз при изотермическом нагружении в условиях механомартенситных реакций:

$$\begin{aligned} \sigma_{ik}^{\dot{A} \rightarrow M} &= M_{ikpq}^{A \rightarrow M} E_{pqmn}^m \left( \left\langle A^{C' mngh} \right\rangle - M^{C' mngh} \right) \times \\ &\times \left\{ \dot{\sigma}_{gh} \left[ A_1 \Phi (\Phi^0 - \Phi) + A_2 \Phi_m (1 - \Phi_m) + A_3 \Phi_\Sigma (1 - \Phi_\Sigma) \right] - \right. \\ &\left. - \sigma_{gh} \left\{ \left[ A_1 \dot{\Phi} (\Phi^0 - 2\Phi) + A_2 \dot{\Phi}_m (1 - 2\Phi_m) + A_3 \dot{\Phi}_\Sigma (1 - 2\Phi_\Sigma) \right] \right\} \right\}; \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{ik}^{\dot{M} \rightarrow A} &= M_{ikpq}^{M \rightarrow A} E_{pqmn}^A \left( \left\langle M^{C' mngh} \right\rangle - A^{C' mngh} \right) \times \\ &\times \left\{ \dot{\sigma}_{gh} \left[ A_1 \Phi (\Phi^0 - \Phi) + A_2 \Phi_m (1 - \Phi_m) + A_3 \Phi_\Sigma (1 - \Phi_\Sigma) \right] - \right. \\ &\left. - \sigma_{gh} \left\{ \left[ A_1 \dot{\Phi} (\Phi^0 - 2\Phi) + A_2 \dot{\Phi}_m (1 - 2\Phi_m) + A_3 \dot{\Phi}_\Sigma (1 - 2\Phi_\Sigma) \right] \right\} \right\}; \end{aligned} \quad (11)$$

$${}_i C'_{mngh} = \eta_{\varphi r} \eta_{vs} \alpha_{g\varphi} \alpha_{hv} C_{mnrs}^{oi}, \quad (i = A, M);$$

$$\left\langle {}_i C'_{mngh} \right\rangle = \alpha_{ru} \alpha_{sv} \eta_{um} \eta_{vn} \int_{\{\Omega\}} f(\Omega) \alpha_{ra} \alpha_{sb} \alpha_{gc} \alpha_{hd} \eta_{ap} \eta_{bg} \eta_{ci} \eta_{dl} C_{pgtl}^i d^3\Omega. \quad (12)$$

Появление тензоров  ${}_i C'_{mngh}$  и  $\left\langle {}_i C'_{mngh} \right\rangle$  связано с тем, что напряжения в формулах (10) и (12) выражены в кристаллографическом, а  $\sigma_{gh}$  – в лабораторном базисах.

Анализируя уравнения (1) – (11), заметим, что неориентированные межфазные напряжения, различные в зависимости от типа реакции (прямая  $A \rightarrow M$  или обратная  $M \rightarrow A$ ), генерируются и релаксируют в соответствии с эволюцией фронта фазового превращения. Если среда находится в однофазном состоянии (аустенит или мартенсит), обсуждаемые микронапряжения равны нулю.

Отметим, что при выводе вышеприведенных соотношений использовалось модифицированное правило смеси фаз для трехуровневой среды и линейная аппроксимация удельной характеристики протяженности границы раздела между аустенитной и мартенситной фазами в виде соотношения  $\left[ A_1 \Phi (\Phi^0 - \Phi) + A_2 \Phi_m (1 - \Phi_m) + A_3 \Phi_\Sigma (1 - \Phi_\Sigma) \right]$ . Данное выражение является простейшей формулой, моделирующей аддитивный вклад границ раздела фаз на микро- мезо- и макромасштабных уровнях и, как показали расчеты, дает хорошее согласование расчетных и экспериментальных данных.

## 2 МЕЖФАЗНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ АККОМОДАЦИОННОЙ ПРИРОДЫ

Межфазные неориентированные напряжения могут достигать больших значений даже при малых величинах напряжений от внешних нагрузок  $\sigma_{ik}$  и, тем самым, инициировать на фронте фазовых превращений аккомодационные процессы сдвигового и двойникового характера. Известно, что от того, какой процесс пластической аккомодации преобладает, зависит морфология образующего мартенсита (пакетный или пластинчатый) [7]. Необходимо

уметь рассчитывать соответствующие межфазные ориентированные микронапряжения  $\varphi_{ik}^a$  и  $\varphi_{ik}^D$ . Используя методику [1,4], можно рассчитать потоки неупругих деформаций за счет пластических сдвигов  $\beta_{ik}^a$  и  $\beta_{ik}^D$  по формулам:

$$\dot{\beta}_{31}^a = A_a \left( \dot{\tau}'_{31} - \dot{\tau}_0^s \text{sign} \tau'_{31} \right) H \left( \tau'_{31} \text{sign} \tau'_{31} - \tau^s \right) H \left( \dot{\tau}'_{31} \text{sign} \tau'_{31} - \dot{\tau}_0^s \right); \quad (13)$$

$$\dot{\tau}^s = A_a^{-1} \dot{\beta}_{31}^a \text{sign} \beta_{31}^a - k\dot{T} + \dot{\tau}_t^s + \dots; \quad \dot{\tau}_0^s = \dot{\tau}^s - A_a^{-1} \dot{\beta}_{31}^a \text{sign} \beta_{31}^a; \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \dot{\beta}_{31}^D = A_D \left\{ \left( \dot{\tau}'_{31} - \dot{\tau}_0^D \right) H \left( \dot{\beta}_{31}^D \right) H \left( S - \beta_{31}^D \right) H \left( \dot{\tau}'_{31} - \dot{\tau}_0^D \right) H \left( \tau'_{31} - \tau^D \right) + \right. \\ \left. + \left[ \dot{\tau}'_{31} - \left( \dot{\tau}_0^D - \dot{h}_D \right) \text{sign} \tau'_{31} \right] H \left( -\dot{\beta}_{31}^D \right) H \left( \beta_{31}^D \right) H \left( \tau'_{31} \text{sign} \tau'_{31} - \tau^D + h_D \right) \times \right. \\ \left. \times H \left( \dot{\tau}'_{31} \text{sign} \tau'_{31} - \dot{\tau}_0^D + \dot{h}_D \right) \right\}; \quad (15) \end{aligned}$$

$$\dot{\tau}^D = A_D^{-1} \dot{\beta}_{31}^D - K_D \dot{T} + P_D \left( \dot{\beta}_{31}^D \text{sign} \beta_{31}^D \right)^\alpha \dot{\beta}_{31}^D \text{sign} \beta_{31}^D; \quad \dot{\tau}_0^D = \dot{\tau}^D - A_D^{-1} \dot{\beta}_{31}^D. \quad (16)$$

Соотношения (13), (14) моделируют кинетику пластической аккомодации на фронте фазовых превращений за счет атермических сдвигов, а (15), (16) – за счет двойникования. Подробное описание физического смысла параметров, входящих в уравнения (13) – (16), содержится в [1,4].

Отметим, что выражения для эффективных напряжений  $\tau'_{ik}$  содержат напряжения  ${}_T \Lambda_{ik}^n$  и  ${}_\sigma \Lambda_{ik}^n$ . Зная величины  $\beta_{ik}^a$  и  $\beta_{ik}^D$ , можно вывести простейшие уравнения для расчета напряжений  $\varphi_{ik}^a$  и  $\varphi_{ik}^D$  в виде:

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_{ik}^i = h^i \left\{ \dot{\beta}_{ik}^i \left[ A_1 \Phi \left( \Phi^0 - \Phi \right) + A_2 \Phi_m \left( 1 - \Phi_m \right) + A_3 \Phi_\Sigma \left( 1 - \Phi_\Sigma \right) \right] - \right. \\ \left. - \beta_{ik}^i \left\{ \left[ A_1 \dot{\Phi} \left( \Phi^0 - 2\Phi \right) + A_2 \dot{\Phi}_m \left( 1 - 2\Phi_m \right) + A_3 \dot{\Phi}_\Sigma \left( 1 - 2\Phi_\Sigma \right) \right] \right\} \right\}, \quad (17) \end{aligned}$$

где  $i = a, D$ ;  $h^i$  – константы материала.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Особенностью структурных микронапряжений  $\varphi_{ik}^i$  является то, что они появляются на фронте фазового превращения, обуславливая пластическую аккомодацию, и эволюционируют в соответствии с развитием межфазных границ. По окончании мартенситной реакции в однофазной среде напряжения  $\varphi_{ik}^i$  отсутствуют. Учет в выражении для эффективных напряжений  $\tau'_{ik}$  вклада межфазных микронапряжений  $\varphi_{ik}^i$  позволяет естественным образом отражать морфологические признаки образования мартенситной фазы в зависимости от термомеханического режима воздействия, а также прогнозировать такие тонкие деформационные свойства, как эффект ориентированного превращения, многократную память формы и др. Значительная роль межфазных микронапряжений  $\Lambda_{ik}^n$  и  $\varphi_{ik}^i$  прослеживается во время фазового превращения, особенно в связи с проблемами термоциклического проявления неизотермической ползучести, необратимого термоциклического формоизменения, термической усталости сплавов, испытывающих многократные мартенситные превращения. Указанные явления хорошо известны из экспериментальных исследований [1, 3, 5].

Результаты аналитических расчетов показали хорошее качественное и количественное соответствие с опытными данными в широком спектре вариаций режимов термомеханического воздействия. Предлагаемые методы расчета структурных напряжений на фронте мартенситных превращений развивают метод эффективного поля структурно-аналитической мезомеханики материалов и расширяют возможности математического моделирования сложных функционально-механических свойств материалов с термоупругими мартенситными превращениями.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лихачев, В.А. Структурно-аналитическая теория прочности / В.А. Лихачев, В.Г. Малинин. – СПб.: Наука. – 1993. – 472 с.
2. Малинина, Н.А. Развитие теории физической мезомеханики для сред с мартенситным механизмом массопереноса / Н.А. Малинина, В.Г. Малинин, Г.В. Малинин // Вестн.НовГУ. сер.Естеств. и техн. науки, 1999. – №13. – С. 39–49.
3. Малинина, Н.А. Деформация и разрушение поликристаллов с микронапряжениями / Н.А. Малинина. – НовГУ им. Ярослава Мудрого. – Великий Новгород. – 2003 г. – 160 с.
4. Малинин, Г.В. Структурно-аналитическая мезомеханика наноструктурных состояний среды с обратимыми мартенситными превращениями / Г.В. Малинин // Наноинженерия, 2012. – №5 – С. 22–29.
5. Малинин, В.Г. Механические свойства материалов с эффектом памяти формы при сложных режимах изотермического нагружения / В.Г. Малинин, Н.А. Малинина, Г.В. Малинин // Приложение к Инженерному журналу: Справочник.– Москва: Изд-во Машиностроение, 2002. – №10 – ч.1. – 27с. – №10 – ч.2. – 25с.
6. Малинина, Н.А. Структурно-аналитическая теория деформации и разрушения субмикро- и нанокристаллических материалов с микронапряжениями / Н.А. Малинина // Наноинженерия, 2012. – №5 – С. 37–44.
7. Лихачев, В.А. Теория неизотермических свойств поликристаллов с некубической решеткой / В.А. Лихачев, В.Г. Малинин, Н.А. Малинина // Физич. основы прочности и пластичности: меж. вуз. сб. научн. трудов, НГПИ. – Нижний Новгород, 1990. – С. 3–8.

**Малинин Георгий Владиславович**

Государственный университет - УНПК, г.Орел

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Динамика и прочность машин»

Тел: +7 (4862) 41-98-13, м.т. 8-9208292458

г. Орел, Наугорское шоссе, 29

E-mail: malinin2002@yandex.ru

G.V. MALININ

**DEVELOPMENT OF THE METHOD FOR THE CALCULATION OF THE EFFECTIVE FIELDSTRUCTURAL STRESSES ON THE FRONT OF MARTENSITIC TRANSFORMATIONS**

*In given to article are brought results of the development of the method of the efficient field structured-analytical mesomechanics material with effect of the memories of the form. The presented system of the equations for calculation of the phase composition, structured parameter and interphase of the stresses on border of the section austenite and martensite under reversible phase conversions.*

**Keywords:** *a method of an effective field, structural stresses, front of phase transformations martensitital type, a material with shape memory effect, structurally-analytical mesomechanics of materials.*

**BIBLIOGRAPHY**

1. Lihachev, V.A. Strukturno-analiticheskaja teorija prochnosti / V.A. Lihachev, V.G. Malinin. – SPb.: Nauka. – 1993. – 472 s.
2. Malinina, N.A. Razvitie teorii fizicheskoy mezomehaniki dlja sred s martensitnym mehanizmom massopere-nosa / N.A. Malinina, V.G. Malinin, G.V. Malinin // Vestn.NovGU. ser.Estestv. i tehn. nauki, 1999. – №13. – S. 39–49.
3. Malinina, N.A. Deformacija i razrushenie polikristallov s mikronaprjazhenijami / N.A. Malinina. – NovGU im. Jaroslava Mudrogo. – Velikij Novgorod. – 2003 g. – 160 s.
4. Malinin, G.V. Strukturno-analiticheskaja mezomehanika nanostrukturnyh sostojanij sredy s obra-timymi martensitnymi prevrachenijami / G.V. Malinin // NANOINZHENERIJA, 2012. – №5 – S. 22–29.
5. Malinin, V.G. Mehanicheskie svojstva materialov s jeffektom pamjati formy pri slozhnyh rezhimah izotermicheskogo nagruzenija / V.G. Malinin, N.A. Malinina, G.V. Malinin // Prilozhenie k Inzhenernomu zhurnal: Spravochnik.– Moskva: Izd-vo Mashinostroenie, 2002. – №10 – ch.1. – 27s. – №10 – ch.2. – 25s.
6. Malinina, N.A. Strukturno-analiticheskaja teorija deformacii i razrushenija submikro- i nanokri-stallicheskih materialov s mikronaprjazhenijami / N.A. Malinina // NANOINZHENERIJA, 2012. – №5 – S. 37–44.
7. Lihachev, V.A. Teorija neizotermicheskikh svojstv polikristallov s nekubicheskoy reshetkoj / V.A. Lihachev, V.G. Malinin, N.A. Malinina // Fizich. osnovy prochnosti i plastichnosti: mezh. vuz. sb. nauchn. tru-dov, NGPI. – Nizhnij Novgorod, 1990. – S. 3–8.

**Malinin George Vladislavovich**

State University – ESPC

Candidate of technical Sciences, associate Professor of the Department «Dynamics and strength of machines»,

g. Orel, Naugorskoe shosse, 29

Tel. 8 (4862) 41-98-13

E-mail: malinin2002@yandex.ru

Г.М. МАГОМЕДОВ, Х.Ш. ЯХЪЯЕВА, Г.В. КОЗЛОВ

## ЗАВИСИМОСТЬ АУТОГЕЗИИ ПОЛИМЕРОВ ОТ ИХ МОЛЕКУЛЯРНОЙ СТРУКТУРЫ

*Выполнен структурный анализ аутогезии полимеров в рамках кластерной модели структуры аморфного состояния полимеров и фрактального анализа. Показано, что повышение степени локального порядка приводит к снижению уровня аутогезии, характеризуемого прочностью на сдвиг. Получена общая для разных полимеров корреляция указанной прочности и числа макромолекулярных контактов.*

**Ключевые слова:** полимер, аутогезия, локальный порядок, макромолекулярный контакт, фрактальный анализ.

Авторы [1-4] исследовали процесс аутогезии (сцепления поверхностей идентичного материала) ряда полимеров и показали, что прочность на сдвиг  $\tau_k$  контакта этих полимеров линейно зависит от разности температур стеклования и формирования аутогезионного контакта ( $T_c - T_k$ ) в логарифмических координатах. Как и следовало ожидать, увеличение  $T_k$  (или снижение ( $T_c - T_k$ )) приводит к росту прочности контакта  $\tau_k$  вследствие усиления самодиффузии макромолекул через границу раздела полимер-полимер. Авторы [1-4] предложили качественный анализ этого эффекта, предположив, что взаимодействия пары полимер-полимер вносят свой вклад в увеличение прочности контакта на границе раздела.

Однако, такой анализ не позволяет количественного описания указанного эффекта и тем более прогнозирования прочности контакта. Этот недостаток можно устранить, применив методы фрактального анализа [5]. Как известно [6], в рамках этого анализа возможно строгое описание структуры макромолекулярного клубка с использованием трех размерностей: фрактальной (Хаусдорфовой) размерности клубка  $D_f$ , его спектральной (фрактонной) размерности  $d_s$  и размерности евклидова пространства  $d$ , в котором рассматривается макромолекулярный клубок [7]. Цель настоящей работы – выполнение такого анализа на примере аутогезии двух аморфных полимеров – полифениленоксида (ПФО) и полистирола (ПС) [4].

Использованы аморфные ПФО ( $M_w = 4,4 \times 10^4$ ,  $M_w/M_n = 1,91$ ) и ПС ( $M_w = 23 \times 10^4$ ,  $M_w/M_n = 2,84$ ), производства фирм General Electric и Dow Chemical (США), соответственно. Пленки этих полимеров толщиной  $\sim 100$  мкм получены методом экструзии. Температура стеклования указанных полимеров измерена на дифференциальном сканирующем калориметре DSC-4 (Perkin-Elmer) при скорости нагрева 20 К/мин и равна 376 К для ПС и 489 К для ПФО [4].

Для формирования аутогезионных соединений два образца шириной 5 мм приводились в контакт внахлестку на площади  $5 \times 5$  мм<sup>2</sup> в лабораторном прессе Garver при постоянной температуре  $T_k$  и давлении 0,8 МПа. Величина  $T_k$  для формирования границ раздела ПС-ПС и ПФО-ПФО выбрана в интервале 335-373 К и 397-466 К, соответственно. Продолжительность формирования аутогезионного контакта составляла 24 часа. Механические испытания сформированных контактов выполнены при температуре 295 К на разрывной машине Instron-1130 при скорости растяжения 0,5 см/мин с определением прочности сдвига  $\tau_k$  в зоне контакта (или на границе раздела) [4].

Автор [4] получил линейную зависимость  $\lg \tau_k(T_c - T_k)$  для ПС и ПФО, где величина  $\tau_k$  снижается по мере роста ( $T_c - T_k$ ), т.е. уменьшения температуры формирования контакта  $T_k$ . Такой эффект ожидался и он обусловлен ослаблением самодиффузии на границе раздела полимер-полимер по мере снижения  $T_k$ . Однако сам по себе процесс самодиффузии не определяет величину  $\tau_k$ , которая зависит от числа контактов макромолекулярных клубков разных образцов  $N_k$ , формируемых в процессе самодиффузии. Это означает, что величина  $\tau_k$  будет определяться как структурой макромолекулярного клубка, так и структурой объемного полимера, поскольку указанные структуры взаимосвязаны [8]. Отметим, что в рамках кластер-

ной модели структуры аморфного состояния полимеров [9, 10] относительная доля областей локального порядка (нанокластеров [11])  $\varphi_{кл}$ , которая является параметром порядка указанной структуры в строгом физическом смысле этого термина [12], также является линейной функцией разности  $(T_c - T)$ , где  $T$  – температура испытаний. Поэтому на рис. 1 приведена зависимость  $\ln \tau_k$  от  $\varphi_{кл}$ , которая оказалась линейной и  $\ln \tau_k$  снижается по мере роста  $\varphi_{кл}$ . Величина  $\varphi_{кл}$  определена согласно следующему перколяционному соотношению [10]:

$$\varphi_{кл} = 0,03(T_c - T)^{0,55} . \quad (1)$$

Такое поведение также ожидалось, поскольку нанокластеры представляют собой места контакта разных макромолекул одного и того же образца, сформированные до начала процесса аутогезии и эти места будут неизбежно препятствовать процессу самодиффузии макромолекулярных клубков. Отметим, что данные рисунка 1 демонстрируют две зависимости  $\ln \tau_k(\varphi_{кл})$  с разным наклоном для ПС и ПФО, что предполагает наличие, как минимум, еще одного параметра, влияющего на процесс самодиффузии. Поэтому рассмотрим более точную трактовку процесса аутогезии, использующую представление о формировании мест контакта макромолекулярных клубков на границе раздела полимер-полимер.

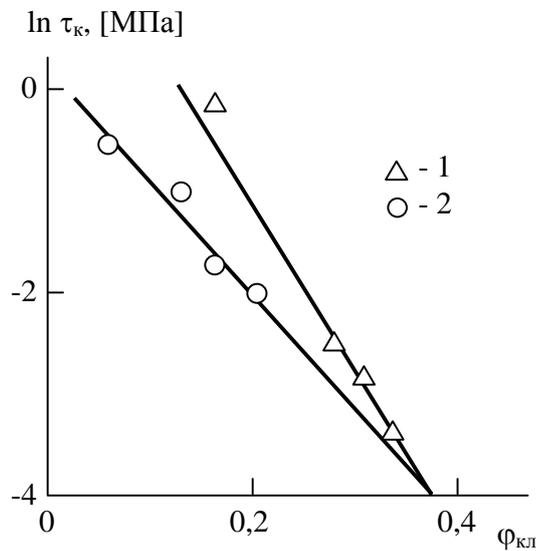


Рисунок 1 – Зависимости прочности аутогезии на сдвиг  $\tau_k$  от относительной доли нанокластеров  $\varphi_{кл}$  в логарифмических координатах для ПФО (1) и ПС (2)

В рамках фрактального анализа число мест контакта макромолекулярных клубков  $N_k$  можно определить согласно следующему соотношению [6]:

$$N_k \sim R_g^{D_{f1} + D_{f2} - d} , \quad (2)$$

где  $R_g$  – радиус инерции макромолекулярного клубка,

$D_{f1}$  и  $D_{f2}$  – фрактальные размерности контактирующих клубков.

Поскольку в настоящей работе исследуется процесс аутогезии, т.е. самодиффузия одного и того же полимера (пар ПС-ПС и ПФО-ПФО), то следует принять  $D_{f1} = D_{f2} = D_f$  и тогда соотношение (2) принимает вид:

$$N_k \sim R_g^{2D_f - d} , \quad (3)$$

где  $d=3$ .

Рассмотрим методы определения параметров  $R_g$  и  $D_f$ . Фрактальная размерность структуры полимера  $d_f$  может быть определена согласно уравнению [10]:

$$d_f = 3 - 6 \left( \frac{\varphi_{кл}}{SC_\infty} \right)^{1/2} , \quad (4)$$

где  $S$  – площадь поперечного сечения макромолекулы, равная  $54,8 \text{ \AA}^2$  для ПС и  $26,7 \text{ \AA}^2$  для ПФО [13],

$C_\infty$  – характеристическое отношение, которое является показателем статистической гибкости полимерной цепи [14] и равно 9,8 для ПС и 3,2 – для ПФО [15].

Соотношение между размерностями структуры  $d_f$  и макромолекулярного клубка  $D_f$  для рассматриваемых полимеров можно получить следующим образом. Как известно [6], величина  $D_f$  определяется следующим образом:

$$D_f = \frac{d_s(d+2)}{d_s+2}, \quad (5)$$

где  $d_s$  – спектральная (фрактонная) размерность макромолекулярного клубка, а размерность  $d_f$  может быть рассчитана согласно уравнению [6]:

$$d_f = \frac{d_s(d+2)}{2}. \quad (6)$$

Для линейной цепи ПФО  $d_s=1,0$  [16], а для цепи ПС ситуация несколько более сложная. С одной стороны, ПС состоит из линейных макромолекул, а с другой – он имеет объемные боковые группы, что всегда выводит этот полимер за рамки общей для полимеров корреляций [10]. Поскольку величина  $d_s$  варьируется от 1,0 для линейных полимерных цепей до 1,33 – для очень разветвленных [16], то в настоящей работе для ПС была принята промежуточная величина  $d_s=1,13$ . Тогда мы получим следующие соотношения между  $D_f$  и  $d_f$  из сочетания уравнений (5) и (6) при указанных значениях  $d_s$ :

$$D_f = \frac{d_f}{1,565} \quad (7)$$

для ПС и

$$D_f = \frac{d_f}{1,50} \quad (8)$$

для ПФО.

Величина радиуса инерции  $R_g$  макромолекулярного клубка в рамках фрактального анализа определяется следующим образом [6]:

$$R_g \sim N_{\text{ст}}^{1/D_f}, \quad (9)$$

где  $N_{\text{ст}}$  – число статистических сегментов на одну макромолекулу.

В свою очередь, величина  $N_{\text{ст}}$  определяется как отношение:

$$N_{\text{ст}} = \frac{M_w}{M_{\text{ст}}}, \quad (10)$$

где  $M_{\text{ст}}$  – молекулярная масса статистического сегмента.

Длина статистического сегмента  $l_{\text{ст}}$  равна [15]:

$$l_{\text{ст}} = l_0 C_\infty, \quad (11)$$

где  $l_0$  – длина скелетной связи основной цепи, равная 0,154 нм для рассматриваемых полимеров [17].

Моделируя статистический сегмент как цилиндр, можно оценить его объем  $V_{\text{ст}}$ :

$$V_{\text{ст}} = l_{\text{ст}} S. \quad (12)$$

И, наконец, можно рассчитать величину  $M_{\text{ст}}$  согласно уравнению [10]:

$$M_{\text{ст}} = V_{\text{ст}} \rho N_A, \quad (13)$$

где  $\rho$  – плотность полимера, принятая для ПС и ПФО равной  $1200 \text{ кг/м}^3$  [10],

$N_A$  – число Авогадро.

Оценки согласно уравнениям (9)-(13) дают  $R_g=240$  относительных единиц для ПС и 287 отн. ед. – для ПФО. Принятие относительных единиц измерения  $R_g$  обусловлено наличием знака пропорциональности в соотношениях (3) и (9). Далее расчет согласно соотношению (3) позволяет получить зависимости  $\ln \tau_k(N_k)$  для рассматриваемых полимеров. Указанные

зависимости приведены на рисунке 2, из которого следует, что теперь эта корреляция описывается единственной прямой, аналитически выражаемой следующим образом:

$$\ln \tau_k = 0,10N_k - 6. \quad (14)$$

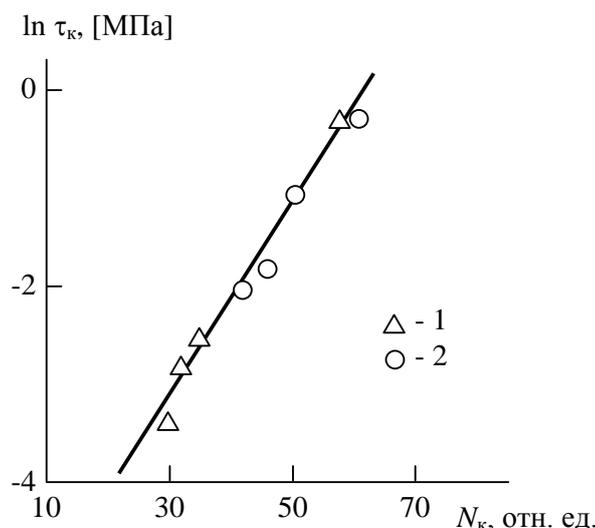


Рисунок 2 – Зависимость прочности аутогезии на сдвиг  $\tau_k$  от числа макромолекулярных контактов  $N_k$  в логарифмических координатах для ПФО (1) и ПС (2)

Уравнение (14) демонстрирует, что в случае  $D_f=1,50$  (протекаемый клубок в трехмерном евклидовом пространстве,  $N_k=1,0$ ) величина  $\tau_k \approx 0,00274$  МПа, что примерно в 600 раз меньше наибольшей величины  $\tau_k=1,649$  МПа, полученной экстраполяцией. Эту величину  $\tau_k$  следует считать нижней границей прочности аутогезии. Как известно [18], максимальная величина  $d_f$  для реальных твердых тел составляет 2,95 [18]. Расчет согласно приведенной выше методике дает в этом случае  $\tau_k=2,23$  МПа для ПС и очень высокие значения  $\tau_k$  (порядка нескольких сотен ГПа) для ПФО. Последняя величина качественно подтверждается экспериментально, поскольку при наименьших значениях ( $T_c-T_k$ ) образец ПФО разрушается в объеме, а не в зоне контакта.

Таким образом, количественную корреляцию между прочностью на сдвиг аутогезионного соединения, температурой его формирования и молекулярными характеристиками полимера можно получить в рамках кластерной модели структуры аморфного состояния полимеров и фрактального анализа. Указанная прочность определяется числом макромолекулярных контактов, сформированных в процессе самодиффузии полимеров на границе раздела. Учет молекулярной структуры полимера позволяет получить общую корреляцию прочности аутогезии от числа указанных контактов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Boiko Yu.M., Prud'homme R.E. Bonding at symmetric polymer/polymer interfaces below the glass transition temperature. – *Macromolecules*. 1997. – V. 30. – № 12. – P. 3708-3710.
2. Boiko Yu.M., Prud'homme R.E. Surface mobility and diffusion at interfaces of polystyrene in the vicinity of the glass transition. – *J. Polymer Sci.: Polymer Phys. Ed.* 1998. – V. 36. – № 4. – P. 567-572.
3. Boiko Yu.M., Prud'homme R.E. Strength development at the interface of amorphous polymers and their miscible blends, below the glass transition temperature. – *Macromolecules*. 1998. – V. 31. – № 19. – P. 6620-6626.
4. Бойко, Ю.М. Аутогезия аморфных полимеров и их совместных смесей / Ю.М. Бойко / *Механика композитных материалов*. 2000. – Т. 36. – № 1. – С. 127-134.
5. Mandelbrot B.B. *Fractal Geometry of Nature*. – San-Francisco: Freeman and Company, 1982. – 459 p.
6. Vilgis T.A. Flory theory of polymeric fractals – intersection, saturation and condensation. – *Physica A*. 1988. – V. 153. – № 2. – P. 341-354.
7. Rammal R., Toulouse G. Random walks on fractal structures and percolation clusters. – *J. Phys. Lett. (Paris)*. 1983. – V. 44. – № 1. – P. L13-L22.

8. Kozlov G.V., Temiraev K.B., Shustov G.B., Mashukov N.I. Modeling of solid state polymer properties at the stage of synthesis: fractal analysis. – J. Appl. Polymer Sci. 2002. – V. 85. – № 6. – P. 1137-1140.
9. Козлов, Г.В. Кластерная модель аморфного состояния полимеров / Г.В. Козлов, В.У. Новиков / Успехи физических наук. 2001. – Т. 171. – № 7. – С. 717-764.
10. Козлов, Г.В. Структура аморфного состояния полимеров / Г.В. Козлов, Е.Н. Овчаренко, А.К. Микитаев. – М.: Изд-во РХТУ им. Д.И. Менделеева, 2009. – 392 с.
11. Kozlov G.V., Mikitaev A.K. Polymers as Natural Nanocomposites: Unrealized Potential. – Saarbrücken: Lambert Academic Publishing, 2010. – 323 p.
12. Козлов, Г.В. Моделирование структуры аморфных полимеров как перколяционного кластера / Г.В. Козлов, М.А. Газзаев, В.У. Новиков, А.К. Микитаев // Письма в ЖТФ. 1996. – Т. 22. – № 16. – С. 31-38.
13. Aharoni S.M. Correlation between chain parameters and failure characteristics of polymers below their glass transition temperature. – Macromolecules. 1985. – V. 18. – № 12. – P. 2624-2630.
14. Будтов, В.П. Физическая химия растворов полимеров / В.П. Будтов. – СПб.: Химия, 1992. – 384 с.
15. Wu S. Chain structure and entanglement. – J. Polymer Sci.: Part B: Polymer Phys. 1989. – V. 27. – № 4. – P. 723-741.
16. Alexander S., Orbach R. Density of states on fractals: “fractons”. – J. Phys. Lett. (Paris). 1982. – V. 43. – № 17. – P. L625-L631.
17. Aharoni S.M. On entanglements of flexible and rodlike polymers. – Macromolecules. 1983. – V. 16. – № 9. – P. 1722-1728.
18. Баланкин, А.С. Синергетика деформируемого тела / А.С. Баланкин. – М.: Изд-во Министерства Обороны СССР, 1991. – 404 с.

**Магомедов Гасан Мусаевич**

Дагестанский государственный педагогический университет, г. Махачкала

Доктор физико-математических наук, профессор, проректор по информационной и учебной работе, заведующий кафедрой общей и экспериментальной физики

E-mail: gasan\_mag@mail.ru

**Яхьяева Хасайбат Шарафудиновна**

Дагестанский государственный педагогический университет, г. Махачкала

аспирант кафедры общей и экспериментальной физики

**Козлов Георгий Владимирович**

Кабардино-Балкарский государственный университет

Старший научный сотрудник УНИИД

E-mail: i\_dolbin@mail.ru

---

G.M. MAGOMEDOV, Kh.Sh. YAHYAEVA, G.V. KOZLOV

**THE DEPENDENCE OF THE ADHESION POLYMERS  
FROM THEIR MOLECULAR STRUCTURE**

*The polymers autohesion structural analysis was carried out within the frameworks of the cluster model of polymers amorphous state structure and fractal analysis. It has been shown that local order degree enhancement results to autohesion level reduction, characterized by shear strength. The common for different polymers correlation of the indicated strength and macromolecular contacts number was obtained.*

**Keywords:** polymer, autohesion, local order, macromolecular contact, fractal analysis.

**BIBLIOGRAPHY**

1. Boiko Yu.M., Prud'homme R.E. Bonding at symmetric polymer/polymer interfaces below the glass transition temperature. – Macromolecules. 1997. – V. 30. – № 12. – P. 3708-3710.
2. Boiko Yu.M., Prud'homme R.E. Surface mobility and diffusion at interfaces of polystyrene in the vicinity of the glass transition. – J. Polymer Sci.: Polymer Phys. Ed. 1998. – V. 36. – № 4. – P. 567-572.
3. Boiko Yu.M., Prud'homme R.E. Strength development at the interface of amorphous polymers and their miscible blends, below the glass transition temperature. – Macromolecules. 1998. – V. 31. – № 19. – P. 6620-6626.
4. Bojko, Ju.M. Autogezija amorfnih polimerov i ih sovmestnyh smesej / Ju.M. Bojko / Mehanika kompozitnyh materialov. 2000. – Т. 36. – № 1. – С. 127-134.
5. Mandelbrot B.B. Fractal Geometry of Nature. – San-Francisco: Freeman and Company, 1982. – 459 p.

6. Vilgis T.A. Flory theory of polymeric fractals – intersection, saturation and condensation. – *Physica A*. 1988. – V. 153. – № 2. – P. 341-354.
7. Rammal R., Toulouse G. Random walks on fractal structures and percolation clusters. – *J. Phys. Lett. (Paris)*. 1983. – V. 44. – № 1. – P. L13-L22.
8. Kozlov G.V., Temiraev K.B., Shustov G.B., Mashukov N.I. Modeling of solid state polymer properties at the stage of synthesis: fractal analysis. – *J. Appl. Polymer Sci.* 2002. – V. 85. – № 6. – P. 1137-1140.
9. Kozlov, G.V. Klasternaja model' amorfного sostojanija polimerov / G.V. Kozlov, V.U. Novikov / *Uspehi fizicheskikh nauk*. 2001. – T. 171. – № 7. – S. 717-764.
10. Kozlov, G.V. Struktura amorfного sostojanija polimerov / G.V. Kozlov, E.N. Ovcharenko, A.K. Mikitaev. – M.: Izd-vo RHTU im. D.I. Mendeleeva, 2009. – 392 s.
11. Kozlov G.V., Mikitaev A.K. Polymers as Natural Nanocomposites: Unrealized Potential. – Saarbrücken: Lambert Academic Publishing, 2010. – 323 p.
12. Kozlov, G.V. Modelirovanie struktury amorfnyh polimerov kak perkoljacionnogo klastera / G.V. Kozlov, M.A. Gazaev, V.U. Novikov, A.K. Mikitaev // *Pis'ma v ZhTF*. 1996. – T. 22. – № 16. – S. 31-38.
13. Aharoni S.M. Correlation between chain parameters and failure characteristics of polymers below their glass transition temperature. – *Macromolecules*. 1985. – V. 18. – № 12. – P. 2624-2630.
14. Budtov, V.P. Fizicheskaja himija rastvorov polimerov / V.P. Budtov. – SPb.: Himija, 1992. – 384 s.
15. Wu S. Chain structure and entanglement. – *J. Polymer Sci.: Part B: Polymer Phys.* 1989. – V. 27. – № 4. – P. 723-741.
16. Alexander S., Orbach R. Density of states on fractals: “fractons”. – *J. Phys. Lett. (Paris)*. 1982. – V. 43. – № 17. – P. L625-L631.
17. Aharoni S.M. On entanglements of flexible and rodlike polymers. – *Macromolecules*. 1983. – V. 16. – № 9. – P. 1722-1728.
18. Balankin, A.S. Sinergetika deformiruемого tela / A.S. Balankin. – M.: Izd-vo Ministerstva Oborony SSSR, 1991. – 404 s.

**Magomedov Gasan Musajevich**

GOU WPO «Daghestan State Pedagogical University», Machachkala

Doctor of physical and mathematics sciences, professor, vice-rector on information, science head of a chair of general and experimental physics

E-mail: gasan\_mag@mail.ru

**Yahyaeva Khasibat Sharafudinovna**

GOU WPO «Daghestan state pedagogical university», Machachkala

Postgraduate of a chair of general and experimental physics

**Kozlov Georgii Vladimirovich**

Kabardino-Balkarian State University, Nal'chik

Senior scientific worker of UNIID

E-mail: i\_dolbin@mail.ru

Ю.Х. ПОЛАНДОВ

## К ВОПРОСУ О ЦЕНТРАЛЬНОМ ВЗРЫВЕ ГАЗО-ВОЗДУШНОЙ СМЕСИ В СФЕРИЧЕСКОМ ОБЪЁМЕ

*Основываясь на факте сохранения сферической формы фронтом пламени при воспламенении газо-воздушной смеси в центре сферы, составлена математическая модель этого процесса. Исходно модель представлена двумя обыкновенными дифференциальными уравнениями, практически не связанными между собой: одно из них выражает энергетическую суть процесса, а другое – динамику распространения фронта пламени. Показано, что решение этих уравнений можно аппроксимировать достаточно простыми формулами.*

**Ключевые слова:** газо-воздушная смесь, взрыв, сферический объём, математическая модель, решение.

### ОСОБЕННОСТЬ ЦЕНТРАЛЬНОГО ВЗРЫВА В СФЕРИЧЕСКОМ ОБЪЁМЕ

Известная теоретическая задача о взрыве газо-воздушной смеси в замкнутом сферическом объёме при зажигании по центру – так называемая задача о центральном взрыве в сферическом объёме, и в переносном смысле является центральной среди других задач о взрывах газовых смесей в объёмах, имеющих границы. Уточним, что речь идёт о дефлаграционном взрыве, то есть о процессе распространения пламени по газовой смеси со скоростью, заметно меньшей скорости звука. Всякий раз исследователи убеждаются в том, что основополагающие характеристики процесса взрыва газо-воздушных смесей надёжнее всего получить, воспроизводя физически или моделируя центральный взрыв. Чем же он особенен, почему так много авторов обращается к этой задаче, одних из которых можно назвать классиками [1, 2], других – современниками [3, 4, 5, 6]?

Рассмотрим этот вопрос подробно. В общем случае описать физический процесс взрыва газо-воздушной смеси в объёме, имеющем границы, простыми средствами не удаётся. Основное препятствие при этом сводится к сложности определения площади поверхности, по которой происходит горение, или, говоря по-другому, – площади фронта пламени. Но форма фронта пламени и, вместе с ней, величина его площади определяются во многом геометрией границы объёма, в который помещена смесь. Кроме того, заметно усложняется возможность описания процесса, если граница не замкнута и происходит истечение исходной смеси и (или) продуктов сгорания из объёма.

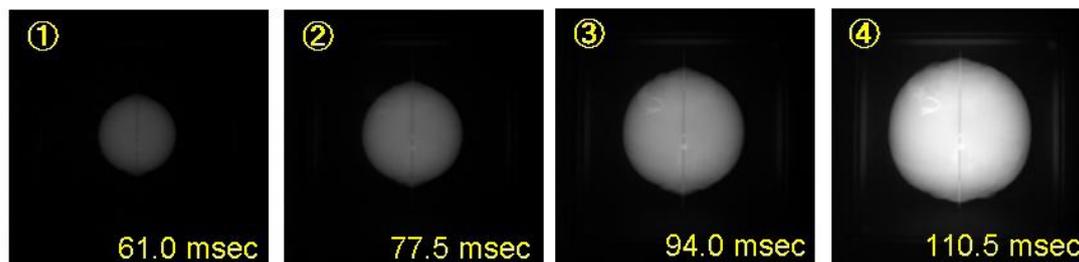
Конечно, известные математические модели, такие как CFD (Fire) [7] и отечественные модели, такие как, например, основанный на методе крупных частиц программный продукт Вулкан-М [8], с приемлемой адекватностью преодолевают эти сложности и моделируют взрыв. Но надо признать, что они относительно трудоёмки, требуют для своей реализации высокоскоростные компьютеры и навыки работы с этими программными продуктами.

Включение формы фронта пламени в число известных факторов серьёзно упрощает описание физических процессов, происходящих при взрыве. Такая возможность представляется только в одном случае – случае центрального взрыва в сферическом объёме. Все известные результаты исследований сходятся на том, что форма фронта пламени в этом случае на всех стадиях распространения пламени остаётся близкой к сферической. Первые исследователи к этому условию приходили априори на основе двух утверждений: первое – влияния истечения из объёма на форму пламени исключено (с этим невозможно не согласиться), второе – поверхность пламени есть множество точек, каждая из которых испытывает одно и то же влияние границ объёма, что есть признак центральной симметрии. И, в самом деле, фронт пламени можно представить как некоторую поверхность из-за ничтожно малой её толщины. Конечно, в теоретическом плане такое утверждение нуждается в дополнительном исследовании устойчивости формы фронта пламени.

Однако в практическом плане, сферичность формы пламени подтверждена Мольковым В.В. [4] в 1983 году в ходе скоростной киносъёмки центрального взрыва внутри сферы радиусом 0,18 м. К качеству съёмки можно предъявить претензии, но полученные кадры бы-

ли лучшими в «доцифровое» время. Более современные снимки японского учёного Hibiki Ryuzaki приведены на рисунке 1.

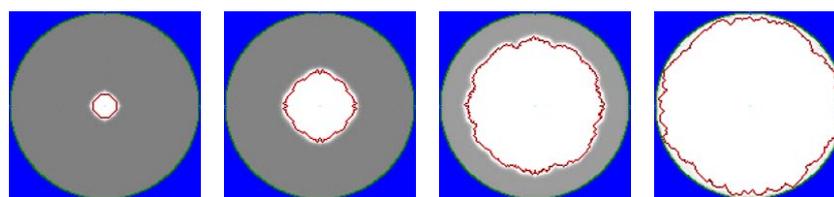
Аналогичная картина развития взрыва получена и при компьютерном моделировании взрыва газо-воздушной смеси с помощью программы «Вулкан-М (рис. 2).



*Рисунок 1 – Кадры скоростной съёмки центрального взрыва Hibiki Ryuzaki [6], 2011 год*

Опираясь на фундаментальное свойство фронта пламени при центральном взрыве – сферичность, Бабкин В.И., а затем Водяник В.И. разработали математические модели процесса, состоящие из системы двух простых дифференциальных уравнения, решения которой возможны с помощью обычных ПК. Эти модели достаточно близки друг к другу по той причине, что авторы при их формировании исходили из одних и тех же представлений о характере процессов, проходящих при центральном взрыве в сферическом объёме.

*Цель исследования* – разработка методики описания динамики процесса центрального взрыва в сферическом объёме при использовании обычного калькулятора.



*Рисунок 2 – Этапы расчёта выгорания газо-воздушной смеси в сферическом объёме с помощью программы «Вулкан-М»*

### **ЗАВИСИМОСТЬ ДАВЛЕНИЯ ВНУТРИ ОБЪЁМА ОТ ПОЛОЖЕНИЯ ФРОНТА ПЛАМЕНИ**

Решая эту часть задачи, будем исходить, во-первых, из того, что в замкнутом объёме физический процесс дефлаграционного взрыва, если судить обо всем объёме, можно считать изохорическим, а при условии неизменности теплофизических констант, изменения давления и температуры пропорциональными друг другу:

$$\frac{p}{p_0} = \frac{T_{\bar{e}}}{T_0}, \quad (1)$$

где  $p_0$  и  $T_0$  – исходные значения давления и температуры смеси, Па и К;

$p$  – текущее значение давления, Па;

$T_{\bar{e}}$  – среднеинтегральное значение температуры в объёме, К.

В конце процесса горения в объёме установятся конечные (максимальные) значения давления и температуры, в результате можно написать

$$\frac{\bar{\delta}_{max}}{p_0} = \frac{T_{u max}}{T_0} = \bar{p}_{max}. \quad (2)$$

Из уравнения (1) следует, что в процессе взрыва соблюдается и другое равенство

$$\frac{dp}{dt} = \frac{p_0}{T_0} \frac{dT_{\bar{e}}}{dt}.$$

Во-вторых, учтём, что в зоне горения процессы идут по изобарическому закону, поэтому прирост давления в формуле

$$\frac{dp}{dt} = \frac{p_0}{T_0} \frac{dQ}{M_0 c_p dt} = \frac{p_0}{T_0} \frac{q}{M_0 c_p} m(t), \quad (3)$$

где  $Q$  – теплота сгорания смеси, Дж;

$M_0$  – масса смеси во всём объёме, кг;

$c_p$  – удельная теплоёмкость смеси при постоянном давлении, Дж/(кгК);

$m(t)$  – массовая скорость выгорания смеси, кг/с;

$q$  – удельная теплота сгорания, Дж/кг.

Подводимая тепловая энергия расходуется на нагрев смеси

$$q = c_p (T_{max} - T_0),$$

поэтому комплекс

$$\frac{q}{c_p T_0} = \frac{c_p (T_{max} - T_0)}{c_p T_0} = \bar{p}_{max} - 1.$$

Учтём это и обратим внимание, на то, что в уравнении (4.3) можно разделить переменные и проинтегрировать его части, оставив верхний предел переменным,

$$\int_{p_0}^p dp = \frac{P_0}{\dot{I}_0} (\bar{p}_{max} - 1) \int_0^{M(t)} m dt.$$

Откуда следует функциональная зависимость

$$\frac{p - p_0}{p_0} = (\bar{p}_{max} - 1) \frac{M(t)}{\dot{I}_0}, \quad (4)$$

где  $M(t)$  – масса сгоревшей части смеси ко времени  $t$ , кг;

Заменив  $M_0$  на  $\rho_0 V_0$  и  $p/p_0 = \bar{p}$ , уравнение (3) можно записать в виде

$$\bar{p} - 1 = \frac{\bar{p}_{max} - 1}{M_0} \rho_0 V_{20}(t) = \frac{\bar{p}_{max} - 1}{M_0} \rho_0 (V_0 - V_{10}(t)) = (\bar{p}_{max} - 1) \left( 1 - \frac{V_{10}(t)}{V_0} \right),$$

где  $\rho_0$  – плотность исходной смеси, кг/м<sup>3</sup>;

$V_0$ ,  $V_{10}(t)$  и  $V_{20}(t)$  – объём сферы и объёмы, занимаемые соответственно исходной негоревшей и сгоревшей частями смеси при условии атмосферного давления, м<sup>3</sup>;

В последнем равенстве сделан переход от объёма  $V_{10}(t)$  к  $V_{20}(t)$  по причине того, что негоревшая часть смеси, в отличие от сгоревшей, представляет собой однородную по своим параметрам ( $p$  и  $T$ ) среду, что позволяет достаточно просто описать её трансформацию в процессе взрыва. Пренебрегая размерами фронта пламени, можно считать, что во всё время процесса выполняется равенство

$$V_0 = V_{10}(t) + V_{20}(t) = V_1(t) + V_2(t), \quad (5)$$

где  $V_1(t)$  и  $V_2(t)$  – объёмы, занимаемые соответственно негоревшей и сгоревшей частями смеси в реальном процессе, м<sup>3</sup>.

В-третьих, сжатие негоревшей части смеси происходит по адиабатическому закону с показателем  $\kappa$ , поэтому

$$V_{10}(t) = V_1(t) \bar{p}^{\frac{1}{\kappa}},$$

$$\bar{p} = 1 + (\bar{p}_{max} - 1) \left( 1 - \frac{V_0 - V_2(t)}{V_0} \bar{p}^{\frac{1}{\kappa}} \right) \quad (6)$$

Перейдя от объёмов, выраженных через радиус сферы, и к безразмерным переменным  $\bar{r} = r/r_0$ , где  $r$  – радиус фронта пламени, м;  $r_0$  – радиус сферы, м; равенство (4.6) можно переписать

$$\bar{p} = 1 + (\bar{p}_{max} - 1) \left( 1 - (1 - \bar{r}^3) \bar{p}^{\frac{1}{\kappa}} \right). \quad (7)$$

К сожалению, выделить зависимость между  $\bar{p}$  и  $\bar{r}$  явно в более привычной форме, в виде  $\bar{p} = \bar{p}(\bar{r})$ , не удаётся, но зависимость  $\bar{r} = \bar{r}(\bar{p})$  – вполне возможно.

$$\bar{r} = \left( 1 - \frac{\bar{p} - 1}{\bar{p}_{max} - 1} \bar{p}^{-\kappa} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (8)$$

Из этой формулы видно, что давление в объёме полностью определяется местом положения фронта горения, а также значением максимального давления, то есть удельной теплотой сгорания и удельной теплоёмкостью смеси.

Графически эта зависимость представлена на рисунке 3 в форме  $\bar{r} = \bar{r}(\bar{p})$  для различных  $\bar{p}_{max}$ . К сожалению, обратную функцию в форме  $\bar{p} = \bar{p}(\bar{r})$  не удаётся выразить в явном виде, поэтому приходится воспользоваться возможностями аппроксимации. На том же рисунке приведена кривая одной из возможных аппроксимационных формул (ошибка 2 %) для зависимости 8:

$$\bar{r}_a = \left( \frac{\bar{p}_a - 1}{\bar{p}_{max} - 1} \right)^{1/9} \quad (9)$$

Теперь удаётся выразить и обратную зависимость

$$\bar{p}_a = 1 + (\bar{p}_{max} - 1) \cdot \bar{r}_a^9, \quad (10)$$

здесь через  $\bar{r}_a$  и  $\bar{p}_a$  обозначены переменные аппроксимирующих зависимостей (8, 9, 10).

Следует отметить следствие, вытекающее из формулы (10): значение давления в объёме не зависит от скорости распространения пламени. В таких случаях отмечают автономность давления относительно одного из основных параметров, характеризующих взрыв – скорости распространения пламени. Этот вывод вполне естественен, так как когда говорят, например, о максимальном значении давления взрыва, о скорости распространения пламени не упоминают. Эту характеристику можно назвать энергетической, так как она зависит только от одного параметра,  $p_{max}$ , который есть производная от удельной теплоты сгорания и удельной теплоёмкости газовой смеси.

К зависимости (10) можно отнести как к универсальной, так как большинство видов газового топлива (в смеси с воздухом), используемых в быту, имеют близкие значения  $p_{max}$ .

### ДИНАМИКА ДАВЛЕНИЯ ПРИ ЦЕНТРАЛЬНОМ ВЗРЫВЕ ГАЗОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ В ЗАКРЫТОЙ СФЕРИЧЕСКОЙ ЁМКОСТИ

Свяжем теперь положение фронта пламени и времени от начала возгорания смеси,  $r(t)$ . Это уравнение мы получим из следующих рассуждений: видимая скорость движения фронта пламени или положение фронта пламени есть результат сложения скоростей нормального горения и скорости сжатия исходной смеси. При этом примем во внимание, что сжатие исходной смеси приводит к движению фронта пламени в направлении от центра шара, к периферии, а сжатие продуктов сгорания – в противоположном направлении, к центру шара.

$$\frac{dr}{dt} = u_0 + u_1, \quad (11)$$

где  $u_0$  – скорость нормального горения, м/с;

$u_1$  – скорость передвижения слоёв негоревшей смеси перед фронтом горения за счёт их сжатия, м/с..

Известно, что нормальная скорость горения зависит от параметров исходной смеси перед фронтом горения, при этом согласно данным работы [1, 4] эту зависимость можно обобщёно выразить через значение давления:

$$u_n = u_{n0} \bar{p}^\beta \quad (12)$$

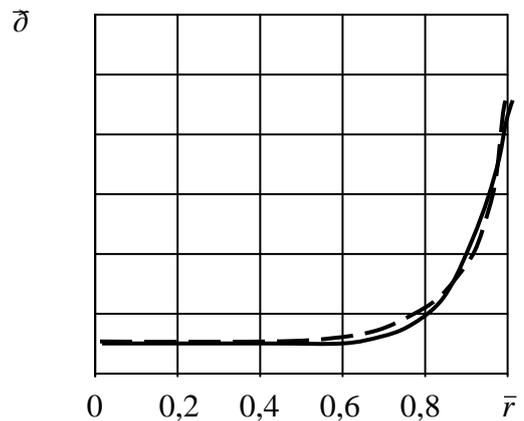


Рисунок 3 – Расчётная (штрих) и аппроксимационная кривые зависимости давления от положения фронта пламени

здесь через  $u_{n0}$  обозначена скорость нормального горения при нормальном значении температуры и давления.

О втором слагаемом скажем следующее: сжатие негоревшей и сгоревшей частей смеси происходит за счёт расширения газа в зоне фронта пламени, при этом сжатие происходит по закону, близкому к адиабатическому, поэтому

$$\frac{dV}{dt} = \frac{V_0}{\kappa p_0} \frac{dp}{dt}, \quad (13)$$

Здесь вместо общепринятого согласно адиабатическому закону отрицательного знака справа поставлен положительный потому, что сжатие одних частей смеси происходит за счёт расширения других, а речь в данном случае идёт о сжимающейся части. Если не принимать во внимание объём, занимаемый фронтом пламени, то, естественно,

$$V_1 + V_2 = V_0, \quad (14)$$

где  $V_1$  и  $V_2$  – объёмы, занимаемые негоревшей частью смеси и продуктов сгорания, соответственно,  $\text{м}^3$ .

И потому

$$\frac{dV}{dt} = \frac{dV_1}{dt} + \frac{dV_2}{dt}. \quad (15)$$

Но вполне логично считать, что каждая из частей смеси: негоревшая и сгоревшая, – сжимаются пропорционально занимаемым ими объёмами  $V_1$  и  $V_2$ . Тогда

$$u_1 = \frac{dV_1}{4\pi r^2 dt} = \frac{V_0 - V_2}{4\pi r^2 V_0} \frac{dV}{dt}. \quad (16)$$

Уравнение (12) можем переписать с учётом (16)

$$\frac{dr}{dt} = u_{n0} \bar{p}^\beta + \frac{V_0 - V_2}{4\pi r^2 V_0} \frac{dV}{dt} = u_{n0} \bar{p}^\beta + (1 - \bar{r}^3) \frac{1}{4\pi r^2} \frac{dV}{dt}.$$

С другой стороны, увеличение объёма в зоне горения определяется как  $dV/dt = m/\rho_2$ , где  $\rho_2$ ,  $\rho_0$  – текущая плотность продуктов сгорания в зоне горения и негоревшей смеси соответственно, поэтому

$$\frac{dr}{dt} = u_{n0} \bar{p}^\beta + (1 - \bar{r}^3) \frac{\rho_0 u_{n0}}{\rho_2} \bar{p}^\beta.$$

Но  $\frac{\rho_0}{\rho_2} = \varepsilon = 1 + \frac{p_{max} - 1}{\kappa}$ ,

где  $\varepsilon$  – степень расширения газов в процессе горения при атмосферном давлении; тогда

$$\frac{dr}{dt} = u_{n0} \bar{p}^{\beta+(1/\kappa)} + (1 - \bar{r}^3) \varepsilon u_{n0} \bar{p}^{\beta+(1/\kappa)}.$$

Можно перейти к безразмерным координатам  $\frac{dr}{dt} = \frac{dr}{r_0} \frac{r_0}{u_0} \frac{1}{dt} = \frac{d\bar{r}}{d\tau}$ , где  $d\tau = \frac{u_0}{r_0} dt$ , и

затем после простых преобразований получить уравнение, выражающее зависимость скорости движения фронта пламени от других параметров процесса,

$$\frac{d\bar{r}}{d\tau} = \bar{p}^{\beta+(1/\kappa)} [1 + \varepsilon(1 - \bar{r}^3)]. \quad (17)$$

Используя последнее уравнение и уравнения (9) или (10), можно получить выражение для описания динамики взрыва:

а) уравнение, описывающее положение фронта пламени в зависимости от времени

$$\frac{d\bar{r}}{d\tau} = \left(1 + (\bar{p}_{max} - 1) \cdot \bar{r}^9\right)^{\beta+(1/\kappa)} \left[1 + \left(1 + \frac{p_{max} - 1}{\kappa}\right)(1 - \bar{r}^3)\right] \quad (18)$$

б) уравнение, описывающее динамику давления

$$\frac{d\bar{p}}{d\tau} = 9\bar{p}^{\beta+(1/\kappa)} \cdot \left( 1 + \left( 1 + \frac{p_{max} - 1}{\kappa} \right) \left( \frac{p_{max} - \bar{p}}{p_{max} - 1} \right)^{1/3} \right) (\bar{p} - 1)^{-8/9} (\bar{p}_{max} - 1)^{1/9} \quad (19)$$

В последнем уравнении учтено, что согласно уравнению (8)

$$d\bar{r} = \frac{d\bar{p}}{9 \cdot (\bar{p} - 1)^{8/9} (\bar{p}_{max} - 1)^{1/9}}.$$

В уравнениях (18) и (19) легко разделяются переменные и можно перейти к интегрированию. Чтобы получить функциональные зависимости  $\tau(\bar{r})$  и  $\tau(\bar{p})$ , можно оставить верхний предел интегрирования переменным, а в качестве нижнего предела в первом случае принять  $\tau=0$  и во втором –  $\bar{p}=1$ .

$$\tau(r) = \int_0^r \frac{dr}{\left( 1 + (\bar{p}_{max} - 1) \cdot \bar{r}^9 \right)^{\beta+(1/\kappa)} \left[ 1 + \left( 1 + \frac{p_{max} - 1}{\kappa} \right) (1 - \bar{r}^3) \right]} \quad (20)$$

$$\tau(\bar{p}) = \int_1^{\bar{p}} \frac{d\bar{p}}{9 \cdot \bar{p}^{\beta+(1/\kappa)} (\bar{p} - 1)^{8/9} (\bar{p}_{max} - 1)^{1/9} \left[ 1 + \left( 1 + \frac{p_{max} - 1}{\kappa} \right) (\bar{p}_{max} - 1)^{-1/3} \cdot (\bar{p}_{max} - \bar{p})^{1/3} \right]} \quad (21)$$

Но эти интегралы не выражаются в элементарных функциях, поэтому их приходится решать численно, например, с помощью программного продукта «Mathcad». На рисунке 4 приведено решение интеграла (20) с переменным верхним пределом, там же приведено и решение, полученное Водяником В.И., видна существенная разница между ними на конечном участке движения фронта пламени. Получается, что утверждение автора о том, что влияние давления и температуры на нормальную скорость горения в данном процессе незначительно, и этим можно пренебречь, даёт ошибку более чем в 30 % (если оценивать по времени выгорания смеси). Видно также очевидное влияние  $\bar{p}_{max}$  на время выгорания.

В то же время на рисунке 5 видно достаточно хорошее совпадение результатов расчёта с моделью Бабкина В.С. и экспериментальными данными Молькова В.В. для метана ( $u_{n0}=30,7$  см/с;  $\beta=0,355$ ;  $p_{max}=0,77$  МПа) и пропана ( $u_{n0}=30,7$  см/с;  $\beta=0,5$ ;  $p_{max}=0,82$  МПа). Это может быть следствием того, что параметры, характеризующие процесс, взяты из эксперимента Молькова В.В. (диаметр сферы,  $d=0,36$  м), который, в свою очередь, привязал их к модели распространения пламени в сфере при центральном взрыве, составленной Бабкиным В.С.

#### АПРОКСИМАЦИЯ РЕШЕНИЙ

Представляется целесообразным упрощение решений не за счёт пренебрежения отдельными факторами перед интегрированием, а аппроксимацией функций, полученных в табличном или графическом виде в результате решения исходного уравнения. Для этого исследуем с помощью интеграла (20) влияние двух параметров  $\beta$  и  $p_{max}$  на процесс, в частности, на относительное время выгорания. Эти зависимости в общем случае в безразмерных координатах приведены на рисунках 5 и 6. Видно, что на наиболее интересных с точки зрения практики участках по  $\bar{p}_{max}$  от 5 до 11 и по  $\beta$  от 0 до 0,5 характерны линейные зависимости, которые можно объединить в одну формулу

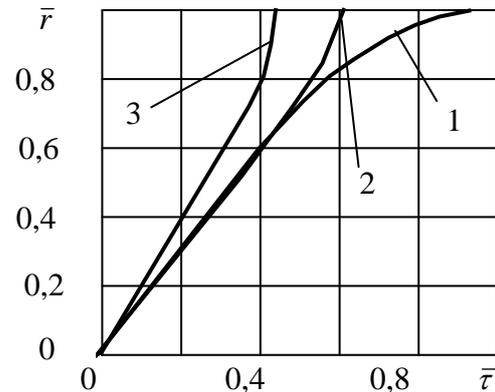


Рисунок 4 – Зависимость  $\bar{r} = \bar{r}(\tau)$

при различных  $\beta$  и  $\bar{p}_{max}$

кривая 1 – пропан, Водяник В.И.; кривая 2 – пропан, формула (4.19a); кривая 3 – газ, формула (4.19a);  $u_{n0}=30,7$  см/с;  $\beta=0,5$ ;  $\bar{p}_{max}=10$

$$\tau_0 = 0,33 - 0,01\beta - 0,014\bar{p}_{max} \quad (22)$$

Или, переходя к исходным размерностям,

$$t_0 = \frac{L}{u_0} (0,33 - 0,01\beta - 0,014\bar{p}_{max}) \quad (23)$$

Используя эти зависимости, можно аппроксимировать функции(20) и (22), описывающие динамику взрыва газо-воздушной смеси в замкнутом объёме простыми формулами, имеющие небольшие ошибки. Они просто описывают положение фронта пламени во времени для метана и пропана, если обратиться к графику функции (4.20), приведённого на рисунке 4.

$$\bar{r} = \alpha \cdot \tau, \quad (24)$$

где для пропана  $\alpha=6$  и для метана  $\alpha=7$ .

А динамику давления можно аппроксимировать степенной функцией

$$\bar{p} = 1 + (\bar{p}_{max} - 1) \left( \frac{\tau}{\tau_0} \right)^6. \quad (25)$$

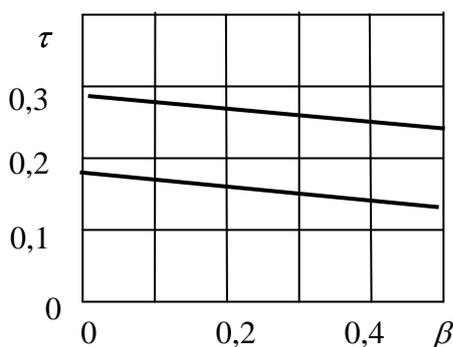


Рисунок 5 – Зависимость  $\tau = \tau(\beta)$  при  $\bar{p}_{max} = 10$  (нижняя прямая) и  $\bar{p}_{max} = 5$  (верхняя)

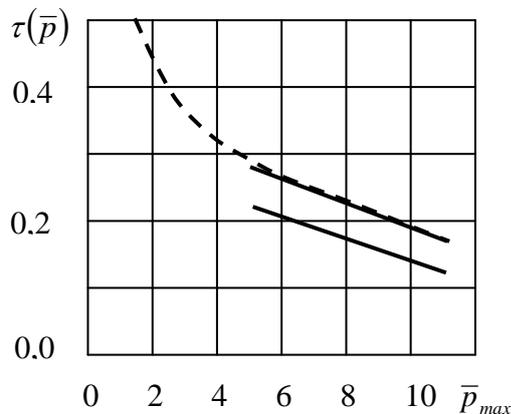


Рисунок 6 – Зависимость  $\tau = \tau(\bar{p}_{max})$  при  $\beta = 0,5$  (нижняя линия) и  $\beta = 0$  (верхняя)

Для сравнения на рисунке 7 приведены экспериментальные данные Молькова В.В., полученные для пропана и метана при взрывах их смесей с воздухом в сферическом объёме  $r_0=0,18$  м при зажигании по центру. Расчётные данные получены в исходных физических переменных

$$r = \alpha \cdot u_0 \cdot t \quad \text{и} \quad (26)$$

$$p = p_0 \left( 1 + (\bar{p}_{max} - 1) \left( \frac{t}{t_0} \right)^6 \right), \quad (27)$$

где  $t_0 = \tau_0 L / u_0$ .

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Можно считать аргументированной возможность рассчитывать зависимости, отражающие динамику взрыва газа в сферическом объёме, на практически интересных интервалах значений  $\bar{p}$  и  $\beta$  достаточно простыми алгебраическими уравнениями.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зельдович, Я.Б. Математическая теория горения и взрыва [Текст] / Я.Б. Зельдович, Г.И. Баренблатт, В.Б. Либрович // М.: Наука. 1980 – 480 с. илл.
2. Льюис, Б. Горение, пламя и взрывы в газах [Текст] /Б. Эльбе, Г. Эльбе //перевод с англ. В. В. Воеводского под ред. и с допол. Д.А. Франк-Каменецкого. М: ГИИЛ, 1948. \_ 448 с., илл.
3. Бабкин, В.С. Об измерении скорости распространения пламени методом бомбы постоянного объёма / В.С. Бабкин, А.С. Козаченко, И. Л. Кузнецов / - М.: ПМТФ, 1968, №6, С. 126-131.
4. Мольков, В.В. Динамика сгорания газа в негерметичном сосуде [Текст] : Дис. ... канд. физ.-мат. наук : 01.04.17 / Мольков Владимир Валентинович. – М., 1983. – 211с.

5. Водяник, В.И. Взрывозащита технологического оборудования [Текст]. - М.: Химия, 1991. – 256. ил

6. Hibiki Ryuzaki, An experimental and numerical investigation of premixed flame propagation in confined/semi-confined explosion chamber [Electronic resource]./ Hibiki Ryuzaki, R. Tominaga // International Gas Union Research Conference - IGRC, 19-21 October 2011, Seoul,. Republic of Korea. Режим доступа: [www.igu.org/igrc2011/...2011.../file](http://www.igu.org/igrc2011/...2011.../file) .

7. Hansen, O.R., Storvik, I., and Wingerden, K. van, "Validation of CFD-models for gas explosions, FLACS is used as example. Model description, experiences and recommendations for model evaluation", European Meeting on Chemical Industry and Environment III, pp 365-382, Krakow, Poland September 1999

8 Polandov, Y.H. Modeling a combustion propagation in air-gas mixtures using the large-particle method [Electronic resource]/ Yuriy H. Polandov, Mikhail A. Barg, Svetlana A. Vlasenko // В материалах 6th GRACM International Congress on Computational Mechanics – Greece, Aristotle University of Thessaloniki, 19-21 June 2008. – 9с. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). – Тезисы [Текст] // 6th GRACM International Congress Book of Abstracts – Sofia publications, 2008. – С. 79

**Поландов Юрий Христофорович**

Государственный университет – учебно-научно-производственный комплекс, г. Орел

Доктор технических наук, профессор кафедры «Высшая математика»

302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29

Тел. 4862-41-32-95

E-mail: polandov@yandex.ru

YU.H. POLANDOV

**TO THE QUESTION ABOUT THE EXPLOSION OF THE GAS-AIR  
THE MIXTURE IN A SPHERICAL VOLUME OF**

*Based on the fact that preservation of a spherical flame front in the ignition of the gas-air mixture in the center of a sphere, made up a mathematical model of this process. Initially, the model is represented by two ordinary differential equations, almost unrelated, one of them expresses the essence of the energy process, and another - the dynamics of the spread of the flame front. It is shown that the solution of these equations can be approximated by relatively simple formulas.*

**Keywords:** *gas-air mixture explosion, a spherical volume, the mathematical model solution.*

**BIBLIOGRAPHY**

1. Zel'dovich, Ja.B. Matematicheskaja teorija gorenija i vzryva [Текст] / Ja.B. Zel'dovich, G.I. Barenblatt, V.B. Librovich // М.: Nauka. 1980 – 480 s. ill.

2. L'juis, B. Gorenje, plamja i vzryvy v gazah [Текст] /B. Jel'be, G. Jel'be //perevod s angl. V. V. Voevodskogo pod red. i s dopol. D.A. Frank-Kameneckogo. M: GILL, 1948. \_ 448 s., ill..

3. Babkin, V.S. Ob izmerenii skorosti rasprostranjenija plameni metodom bomby postojannogo ob#joma / V.S. Babkin, A.S. Kozachenko, I. L. Kuznecov / - М.: PMTF, 1968, №6, S. 126-131.

4. Mol'kov, V.V. Dinamika sgoranija gaza v negermetichnom sosude [Текст] : Dis. ... kand. fiz.-mat. nauk : 01.04.17 / Mol'kov Vladimir Valentinovich. – М., 1983. – 211s.

5. Vodjanik, V.I. Vzryvozawita tehnologicheskogo oborudovanija [Текст]. - М.: Himija, 1991. – 256. ил

6. Hibiki Ryuzaki, An experimental and numerical investigation of premixed flame propagation in confined/semi-confined explosion chamber [Electronic resource]./ Hibiki Ryuzaki, R. Tominaga // International Gas Union Research Conference - IGRC, 19-21 October 2011, Seoul,. Republic of Korea. Rezhim dostupa: [www.igu.org/igrc2011/...2011.../file](http://www.igu.org/igrc2011/...2011.../file) .

7. Hansen, O.R., Storvik, I., and Wingerden, K. van, "Validation of CFD-models for gas explosions, FLACS is used as example. Model description, experiences and recommendations for model evaluation", European Meeting on Chemical Industry and Environment III, pp 365-382, Krakow, Poland September 1999

8 Polandov, Y.H. Modeling a combustion propagation in air-gas mixtures using the large-particle method [Electronic resource]/ Yuriy H. Polandov, Mikhail A. Barg, Svetlana A. Vlasenko // V materialah 6th GRACM International Congress on Computational Mechanics – Greece, Aristotle University of Thessaloniki, 19-21 June 2008. – 9с. – 1 jelektron. opt. disk (CD-ROM). – Tezisy [Текст] // 6th GRACM International Congress Book of Abstracts – Sofia publications, 2008. – С. 79

**Polandov Yury Khristoforovich**

State University – Education-Science-Production Complex

Doctor of technical sciences, professor, Department “High Mathematics”

302020 Naugorskoe shosse 29, Orel,

Tel. 4862-41-32-95

E-mail: polandov@yandex.ru

В.А. ГОЛОВЕШКИН, И.А. КАЛУГИН, Ю.М. КОЗЫРЕВ,  
А.В. ПОНОМАРЕВ, С.В. ЯБЛОЧКО

## АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ФОРМЫ ПОВЕРХНОСТИ В ПРОЦЕССЕ ГОРЯЧЕГО ИЗОСТАТИЧЕСКОГО ПРЕССОВАНИЯ

*При изготовлении цилиндрических тел из порошковых материалов возникают отклонения конечной формы изделия от цилиндрической. Получены аналитические соотношения, которые позволяют оценить их величину в зависимости от свойств порошкового материала и капсулы.*

**Ключевые слова:** пластически сжимаемый материал, условие текучести Грина.

Традиционным процессом производства изделий из порошковых материалов является процесс горячего изостатического прессования (ГИП) – процесс высокотемпературного уплотнения порошковых материалов, помещенных в капсулу, под действием высокого внешнего давления. Из-за различия свойств порошкового материала и капсулы происходит искажения первоначальной цилиндрической формы - появление менисков на поверхности. Цель данной работы, дать аналитическую значений этих оценку величин этих искажений. Такая оценка нужны для экспресс-анализа возможных начальных форм при проектировании капсулы.

Температура предполагается постоянной по объему. В силу симметрии может быть рассмотрена только половина изделия.

Пусть  $R$  - текущий средний радиус порошкового материала,  $2H$  - высота,  $h$  - толщина стенок капсулы,  $\rho$  - относительная плотность порошка. Начальные значения этих величин соответственно обозначим  $R_0$ ,  $2H_0$ ,  $h_0$ ,  $\rho_0$ . Температура предполагается постоянной по объему. Влияние неоднородного температурного поля исследовалось в работах [1, 2]. В силу симметрии может быть рассмотрена только половина изделия. Предполагаем, что толщина капсулы существенно меньше размеров изделия. Отклонения от цилиндрической формы считаем малыми.

С учетом осевой симметрии в цилиндрической системе координат  $(r, z)$  имеем 4 области. Область 1 -  $0 < r < R$ ,  $0 < z < H$  - порошковый материал. Области 2 -  $R < r < R+h$ ,  $0 < z < H$ ; 3 -  $0 < r < R$ ,  $H < z < H+h$ ; 4 -  $R < r < R+h$ ,  $H < z < H+h$  заполнены материалом капсулы.

Общая постановка задачи включает следующие моменты.

Уравнение равновесия:

$$\operatorname{div} \bar{\sigma} = 0 \quad (1)$$

где  $\bar{\sigma}$  – тензор напряжений.

Для описания механических свойств порошкового материала используется условие текучести Грина [3-4]:

$$\frac{\sigma^2}{f_2^2} + \frac{\sigma^2}{f_1^2} = T^2 \quad (2)$$

где  $\sigma$  – среднее напряжение;

$S^2$  – интенсивность девиатора тензора напряжений;

$f_2$  и  $f_1$  – экспериментальные функции относительной плотности  $\rho$ ;

$T$  – предел текучести монолита.

Для описания поведения материала капсулы используется условие идеальной пластичности:

$$S^2 = T_1^2 \quad (3)$$

где  $T_1$  – предел текучести.

Также используется условие несжимаемости:

$$\operatorname{div} \bar{u} = 0 \quad (4)$$

Связь тензора напряжений  $\sigma_{ij}$  и тензора скоростей деформаций  $\varepsilon_{ij}$  определяется ассоциированным законом течения:

$$\varepsilon_{ij} = \psi \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_{ij}} \quad (5)$$

где  $\Phi(\sigma_{ij}, \rho) = 0$  - уравнение поверхности текучести

Для определения плотности используется уравнение неразрывности.

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \operatorname{div} \bar{u} = 0 \quad (6)$$

где  $\bar{u}$  - вектор скорости перемещений.

На внешней границе капсулы приложено равномерное внешнее давление  $P$ .

Соотношения (1-6) определяют математическую постановку задачи.

В дальнейшем при исследовании будет использован вариационный принцип минимума мощности. Определим мощность внутренних сил  $w = \sigma_{ij} \varepsilon_{ij}$  в единице объема. Для порошкового материала с учетом осевой симметрии из соотношений (2, 5) следует

$$w = \frac{T}{3} \sqrt{(9f_2^2 + 4f_1^2)(\varepsilon_r + \varepsilon_\varphi + \varepsilon_z)^2 - 12(\varepsilon_r \varepsilon_\varphi + \varepsilon_r \varepsilon_z + \varepsilon_\varphi \varepsilon_z - \varepsilon_{rz}^2)} \quad (7)$$

Для материала капсулы с учетом (3-5) имеем

$$w = \frac{2T_1}{\sqrt{3}} \sqrt{\varepsilon_{rz}^2 - (\varepsilon_r \varepsilon_\varphi + \varepsilon_r \varepsilon_z + \varepsilon_\varphi \varepsilon_z)} \quad (8)$$

где  $\varepsilon_r, \varepsilon_\varphi, \varepsilon_z$  соответствующие составляющие тензора скоростей деформаций

Обозначим компоненты скорости  $u, v$  вдоль осей  $r, z$  соответственно. Зададим поле скоростей в следующем виде.

В зоне 1 - порошковый слой

$$u = u(z) \frac{r}{R}, \quad v = v(r) \frac{z}{H} \quad (9)$$

Используя (7, 9), получаем следующее выражение для полной мощности  $W_1$  в объеме

$$W_1 = 2\pi \frac{T}{3} \int_0^R r dr \int_0^H \sqrt{9f_2^2 \left( \frac{2u}{R} + \frac{v}{H} \right)^2 + f_1^2 \left[ 4 \left( \frac{u}{R} - \frac{v}{H} \right)^2 + 3 \left( \frac{r}{R} \frac{du}{dz} + \frac{z}{H} \frac{dv}{dr} \right)^2 \right]} dz \quad (10)$$

В зоне 2 - боковая стенка капсулы

$$u = -\frac{v(R)}{2H} r + \frac{v(R)}{2H} \frac{R^2}{r} + u(z) \frac{r}{R}, \quad v = v(R) \frac{z}{H} \quad (11)$$

Полная мощность  $W_2$ , с учетом (8,11) и того, что  $h \ll R$ , равна

$$W_2 = 2\pi R h \frac{T_1}{\sqrt{3}} \int_0^H \sqrt{3 \frac{v^2(R)}{H^2} + \left( \frac{2u(z)}{R} + \frac{v(R)}{H} \right)^2 + \left( \frac{du}{dz} \right)^2} dz \quad (12)$$

В зоне 3 - верхняя крышка капсулы

$$u = u(H) \frac{r}{R}, \quad v = v(r) - 2u(H) \frac{z-H}{R} \quad (13)$$

Полная мощность  $W_3$ , с учетом (8, 13), равна

$$W_3 = 2\pi T_1 h \int_0^R \sqrt{\frac{u^2(H)}{R^2} + \frac{1}{12} \left( \frac{dv}{dr} \right)^2} r dr \quad (14)$$

Поскольку,  $h \ll R, h \ll H$ , полной мощностью в зоне 4 пренебрегаем.

На внешней границе приложено постоянное внешнее давление  $P$ . Мощность внешних сил на указанном поле скоростей определяется следующими соотношениями.

$N_1$  мощность внешних сил на границе  $z = H + h$ , согласно (13) равна

$$N_1 = -2P\pi \left[ -u(H)Rh + v(R)Rh + \int_0^R v(r)dr \right] \quad (15)$$

$N_2$  мощность внешних сил на границе  $z = R + h$ , согласно (11) равна

$$N_2 = -2P\pi \left[ -u(H)Rh + v(R)Rh + R \int_0^H u(z)dz \right] \quad (16)$$

При выводе соотношений (15, 16) учитывалось предположение о малости толщины стенок капсулы  $h \ll R$ ,  $h \ll H$ .

Введем обозначения

$$\varepsilon_r(z) = -\frac{u(z)}{R}, \quad \varepsilon_z(r) = -\frac{v(r)}{H} \quad (17)$$

Полную мощность работы внутренних сил  $W = W_1 + W_2 + W_3$  представим в виде

$$W = \pi(F_1 + F_2 + F_3) \quad (18)$$

где, согласно (10, 12, 14, 17)

$$F_1 = 2T \int_0^R r dr \int_0^H \sqrt{f_2^2(2\varepsilon_r + \varepsilon_z)^2 + f_1^2 \left[ \frac{4}{9}(\varepsilon_r - \varepsilon_z)^2 + \frac{1}{3} \left( r \frac{d\varepsilon_r}{dz} + z \frac{d\varepsilon_z}{dr} \right)^2 \right]} dz \quad (19)$$

$$F_2 = 2\pi R h \frac{T_1}{\sqrt{3}} \int_0^H \sqrt{3\varepsilon_z^2(R) + (2\varepsilon_r + \varepsilon_z(R))^2 + R^2 \left( \frac{d\varepsilon_r}{dz} \right)^2} dz \quad (20)$$

$$F_3 = 2\pi T_1 h \int_0^R \sqrt{\varepsilon_r^2(H) + \frac{1}{12} H^2 \left( \frac{d\varepsilon_z}{dr} \right)^2} r dr \quad (21)$$

Полную мощность работы внешних сил  $N = N_1 + N_2$  представим в виде

$$N = P\pi S \quad (22)$$

Для  $S$ , согласно (15-17), имеем

$$S = 2H \int_0^R \varepsilon_z(r) r dr + 2R^2 \int_0^H \varepsilon_r(z) dz \quad (23)$$

Поскольку  $W = N$ , то для определения  $P$  имеем соотношение

$$P = \frac{F_1 + F_2 + F_3}{S} \quad (24)$$

Поле скоростей определяется из условия минимума внешнего давления, то есть минимизации функционала (24). В силу однородности относительно поля скоростей функционала (24), то поле скоростей определяется с точностью до множителя. Положим дополнительно

$$S = R^2 H \quad (25)$$

Обозначим  $\lambda$  множитель Лагранжа и введем функционал  $E$ , где

$$E = F_1 + F_2 + F_3 - \lambda(S - R^2 H) \quad (26)$$

В дальнейшем  $\delta F$  будем обозначать вариацию соответствующей функции.

Тогда для определения поля скоростей, согласно (24-26), имеем

$$\delta F_1 + \delta F_2 + \delta F_3 - \lambda \delta S = 0 \quad (27)$$

$$S - R^2 H = 0 \quad (28)$$

С приемлемой точностью выражения для  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$  могут быть представлены в виде

$$F_1 = 2T \int_0^R r dr \int_0^H \left[ f_2(2\varepsilon_r + \varepsilon_z) + \frac{2 f_1^2 (\varepsilon_r - \varepsilon_z)^2}{9 f_2 (2\varepsilon_r + \varepsilon_z)} + \frac{1 f_1^2 \left( r \frac{d\varepsilon_r}{dz} + z \frac{d\varepsilon_z}{dr} \right)^2}{6 f_2 (2\varepsilon_r + \varepsilon_z)} \right] dz \quad (29)$$

$$F_2 = 2\pi R h \frac{T_1}{\sqrt{3}} \int_0^H \left[ (2\varepsilon_r + \varepsilon_z(R)) + \frac{3 \varepsilon_z^2(R)}{2 (2\varepsilon_r + \varepsilon_z(R))} + \frac{R^2}{2(2\varepsilon_r + \varepsilon_z(R))} \left( \frac{d\varepsilon_r}{dz} \right)^2 \right] dz \quad (30)$$

$$F_3 = 2\pi T_1 h \int_0^R \left[ \varepsilon_r(H) + \frac{H^2}{24} \left( \frac{d\varepsilon_z}{dr} \right)^2 \right] r dr \quad (31)$$

Поскольку задача определения средних деформаций в осевом и радиальном направлении имеет самостоятельное значение, в начале рассмотрим решение вида  $\varepsilon_r(z) = \varepsilon_r = const$ ,  $\varepsilon_z(r) = \varepsilon_z = const$

Решая (27-31), получаем

$$\varepsilon_r = \frac{4Tf + 12\sqrt{3}T_1 h_R - 3T_1 h_Z}{12Tf + 24\sqrt{3}T_1 h_R} \quad (32)$$

$$\varepsilon_z = \frac{4Tf + 6T_1 h_Z}{12Tf + 24\sqrt{3}T_1 h_R} \quad (33)$$

$$\lambda = Tf_2 + \frac{7\sqrt{3}}{9} T_1 h_R + \frac{1}{3} T_1 h_Z - \frac{1}{72} \frac{(7\sqrt{3}T_1 h_R - 3T_1 h_Z)^2}{(Tf + 2\sqrt{3}T_1 h_R)} \quad (34)$$

где  $f(\rho) = f_1^2 / f_2$ ,  $h_R = h / R$ ,  $h_Z = h / H$ .

Отметим, что  $P = \lambda$ .

Если в качестве параметра процесс рассматривать среднее значение относительной плотности  $\rho$  ( $\rho_0$  - начальное значение плотности), то, используя (33, 34), значения геометрических параметров (толщины стенок капсулы, высоты, радиуса) могут быть представлены соотношениями (345-37).

$$h = \frac{\rho R}{\rho_0 R_0} h_0 \quad (35)$$

$$H = \frac{\rho_0 R_0^2}{\rho R^2} H_0 \quad (36)$$

$$R = R_0 \exp \left( - \int_{\rho_0}^{\rho} G(T, T_1, h_0, R_0, H_0, \rho_0, \rho) d\rho \right) \quad (37)$$

где

$$G = \left( 4Tf + 12\sqrt{3}T_1 \frac{\rho}{\rho_0} \frac{h}{R_0} - 3T_1 \frac{\rho}{\rho_0} \frac{h}{H_0} \right) / \left( 12Tf + 24\sqrt{3}T_1 \frac{\rho}{\rho_0} \frac{h}{R_0} \right)$$

Представим решение в виде

$$\varepsilon_r = \varepsilon_{r0} + u(z), \quad \varepsilon_z = \varepsilon_{z0} + v(r), \quad \lambda = \lambda_0 + \Delta P \quad (38)$$

При этом дополнительные слагаемые будем полагать малыми. В силу предположения о малости толщины стенок капсулы, состояние должно быть близко к равномерному сжатию. Следовательно, можно положить

$$\varepsilon_{r0} = \varepsilon_{z0} = \frac{1}{3}, \quad \lambda_0 = Tf_2. \quad (39)$$

Используя (27, 28, 38), получаем следующую систему уравнений

$$T \left[ 2f_2 + \frac{4}{9} f(\varepsilon_{r_0} - \varepsilon_{z_0})(\varepsilon_{r_0} + 2\varepsilon_{z_0}) \right] + T_1 \frac{2\sqrt{3}}{3} h_R (2 - 3\varepsilon_{z_0}^2) - 2\lambda_0 + 4\varepsilon_{z_0}^2 (Tf + T_1 \sqrt{3} h_R) \left( u - \frac{R^2}{6} \frac{d^2 u}{dz^2} \right) - \frac{Tf}{R^2} \left( 8\varepsilon_{r_0} \varepsilon_{z_0} - \frac{4}{3} \right) \int_0^R r v(r) dr - \left( Tf + 4\sqrt{3} h_R \varepsilon_{r_0} \varepsilon_{z_0} \right) \frac{2}{3} v(R) - 2\Delta P = 0 \quad (40)$$

$$T \left[ f_2 - \frac{2}{9} f(\varepsilon_{r_0} - \varepsilon_{z_0})(5\varepsilon_{r_0} + \varepsilon_{z_0}) \right] - \lambda_0 + Tf \left( 8\varepsilon_{r_0} \varepsilon_{z_0} + \frac{2}{3} \right) \frac{1}{H} \int_0^H u(z) dz - \frac{2}{3} Tf u(H) - T 4 f \varepsilon_{r_0}^2 \frac{Tf}{R^2} - \left( \frac{1}{18} Tf + T_1 \frac{1}{6\varepsilon_{r_0}} h_z \right) H^2 \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{dv}{dr} \right) - \Delta P = 0 \quad (41)$$

$$R \left( T \frac{f}{6} + T_1 \frac{2\sqrt{3}}{3} h_R \right) \frac{du(H)}{dz} + T \frac{2f}{3} \frac{H}{R^3} \int_0^R r^2 \frac{dv}{dr} dr + T_1 h_R = 0 \quad (42)$$

$$\frac{du(0)}{dz} = 0 \quad (43)$$

$$T \frac{2}{3} fu(H) - \left( T \frac{2}{3} f - T_1 4\sqrt{3} h_R \right) \frac{1}{H} \int_0^H u(z) dz + T_1 \frac{\sqrt{3}}{3} h_R [2 + 3\varepsilon_{r_0} (4\varepsilon_{r_0} + \varepsilon_{z_0})] + T_1 8\sqrt{3} h_R v(R) + \left( T \frac{f}{9} \frac{H^2}{R^2} + T_1 \frac{1}{6\varepsilon_{r_0}} \frac{H}{R} h_R \right) R \frac{dv(R)}{dr} = 0 \quad (44)$$

$$\frac{1}{R^2} \int_0^R r v(r) dr + \frac{1}{H} \int_0^H u(z) dz = 0 \quad (45)$$

Введем безразмерные переменные:  $\bar{r}, \bar{z}$ , где  $r = R\bar{r}, z = H\bar{z}$ . (В дальнейшем черту опускаем). При дальнейших преобразованиях будем предполагать, что капсула достаточно тонкая и порошок обладает сдвиговыми свойствами -  $h_R \ll f, h_z \ll f$ . Тогда, используя (39), систему (40-45) после некоторых преобразований представим в виде.

$$\frac{d^2 u}{dz^2} - \frac{8}{3} \frac{H^2}{R^2} u - \frac{8}{3} \frac{H^2}{R^2} \int_0^1 r v dr + 4 \frac{H^2}{R^2} v(1) = \frac{20\sqrt{3} T_1}{3 f T} \frac{H^2}{R^2} h_R - 12 \frac{H^2}{R^2} \frac{\Delta P}{Tf} \quad (46)$$

$$\frac{d^2 v}{dr^2} - \frac{1}{r} \frac{dv}{dr} + 8 \frac{R^2}{H^2} v - 28 \frac{R^2}{H^2} \int_0^1 u dz + 12 \frac{R^2}{H^2} u(1) = -18 \frac{\Delta P}{Tf} \quad (47)$$

$$\frac{du(1)}{dz} + 4 \frac{H^2}{R^2} \int_0^1 r^2 \frac{dv}{dr} dr = -\frac{6 T_1}{Tf} \frac{H}{R} h_R \quad (48)$$

$$\frac{du(0)}{dz} = 0 \quad (49)$$

$$\frac{dv(1)}{dr} + 6 \frac{R^2}{H^2} u(1) - 6 \frac{R^2}{H^2} \int_0^1 u dz = -11\sqrt{3} \frac{T_1}{Tf} \frac{R^2}{H^2} h_R \quad (50)$$

$$\int_0^1 r v(r) dr + \int_0^1 u(z) dz = 0 \quad (51)$$

Решение системы (46-51) может быть представлено в виде

$$u = Ach(az) + B \quad (52)$$

$$v = CI_0(br) + D \quad (53)$$

$$\Delta P = TfF \quad (54)$$

где  $A, B, C, D, F$  константы;  $shx, chx$  – гиперболические синус и косинус соответственно;

$I_0(x)$  - модифицированная функция Бесселя;  $a = \sqrt{\frac{8}{3}} \frac{H}{R}$ ;  $b = 2 \frac{R}{H}$ .

Введем обозначения:  $\mu = \frac{R}{H}$ ;  $\beta = \frac{T_1}{Tf} h_R$ .

Согласно (46-54) для определения неизвестных констант  $A, B, C, D, F$  имеем следующую систему алгебраических уравнений (56-60).

$$-B + \left( -\frac{1}{b} I'_0(b) + \frac{3}{2} I_0(b) \right) C + D + \frac{9}{2} F = \frac{5\sqrt{3}}{2} \beta \quad (56)$$

$$\left( -\frac{1}{a} sha + 3cha \right) A + 2B - 2D + \frac{9}{2} F = 0 \quad (57)$$

$$ashaA + \frac{4}{\mu^2} \left( I_0(b) - \frac{2}{b} I'_0(b) \right) C = -\frac{6}{\mu} \beta \quad (58)$$

$$3\mu^2 \left( cha - \frac{1}{a} sha \right) A + b I'_0(b) C = -\frac{11\sqrt{3}}{2} \mu^2 \beta \quad (59)$$

$$\frac{1}{a} shaA + B + \frac{1}{b} I'_0(b) C + \frac{1}{2} D = 0 \quad (60)$$

Решая эту систему, получаем

$$A = \beta \frac{L_A}{L} \quad (61)$$

$$C = \beta \frac{L_C}{L} \quad (62)$$

где

$$L = \left( absha - \frac{24}{ab} sha + \frac{24}{ab} cha \right) I'_0(b) - 12 \left( cha - \frac{1}{a} sha \right) I_0(b);$$

$$L_A = -4 \left( 3 + \frac{11\sqrt{3}}{b} \right) I'_0(b) + 22\sqrt{3} I_0(b);$$

$$L_C = 18cha - \mu \left( \frac{18}{a} sha + 44sha \right)$$

Мениск на боковой поверхности цилиндра характеризуется абсолютной величиной разности радиальных перемещений  $\Delta U$  при  $r = R$  в точках  $z = 0$  и  $z = H$ . Мениск на горизонтальной поверхности цилиндра характеризуется абсолютной величиной разности вертикальных перемещений  $\Delta V$  при  $z = H$  в точках  $r = 0$  и  $r = R$ .

Если в качестве параметра процесса взята средняя плотность  $\rho$ , то  $R = \sqrt[3]{\frac{\rho_0}{\rho}} R_0$ ,

$$H = \sqrt[3]{\frac{\rho_0}{\rho}} H_0, \quad h = \frac{R_0 H_0}{RH}$$

Согласно (52, 53, 61, 62), получаем соотношения, которые позволяют определить значения соответствующих менисков, как функцию средней плотности

$$\Delta U(\rho) = h_0 \frac{L_A}{L} (cha - 1) \frac{T_1}{T} \frac{1}{\rho_0} \int_{\rho_0}^{\rho} \frac{1}{f(\rho)} \sqrt[3]{\frac{\rho_0}{\rho}} d\rho \quad (63)$$

$$\Delta V(\rho) = \frac{1}{\mu} h_0 \frac{L_C}{L} (I_0(b) - 1) \frac{T_1}{T} \frac{1}{\rho_0} \int_{\rho_0}^{\rho} \frac{1}{f(\rho)} \sqrt[3]{\frac{\rho_0}{\rho}} d\rho \quad (64)$$

Полученные соотношения (63, 64) дают аналитическое выражение для искажений начальной цилиндрической формы.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бочков, А.В. Особенности процесса уплотнения порошковых материалов в неоднородном нестационарном температурном поле / А.В. Бочков, В.А. Головешкин, Ю.М. Козырев, А.В. Пономарев, В.Н. Самаров // Механика композиционных материалов и конструкций. – Т.11. – №3. – 2011. – С. 401-410
2. Бочков, А.В. Особенности влияния неоднородного нестационарного температурного поля на процесс на процесс прессования труб / А.В. Бочков, В.А. Головешкин, А.Р. Пирумов, А.В. Пономарев, В.Н. Самаров // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – №6. – 2010. – С.3-10
3. Друянов, Б.А. Прикладная теория пластичности пористых тел / Б.А. Друянов. – М.:Машиностроение, 1989.
4. Грин Р.Дж. Теория пластичности пористых тел / Р.Дж. Грин //Сб. переводов, «Механика». – 1973. – №4.

### **Головешкин Василий Адамович**

Московский государственный университет приборостроения и информатики, г. Москва  
Доктор технических наук, профессор, зам. зав. кафедрой «Высшая математика»  
Тел. (495)482-24-57, моб. 8-916-011-95-81  
E-mail: nikshevolog@yandex.ru

### **Калугин Илья Анатольевич**

Московский государственный университет приборостроения и информатики, г. Москва,  
Кандидат технических наук  
E-mail: it1-mgapi@yandex.ru

### **Козырев Юрий Михайлович**

Московский государственный университет приборостроения и информатики, г. Москва  
Аспирант  
Тел. (499)612-39-87  
E-mail: it1-mgapi@yandex.ru

### **Пономарев Антон Васильевич**

Московский государственный университет приборостроения и информатики, г. Москва  
Кандидат физико-математических наук, доцент каф. «Высшая математика»  
Тел. (499)161-28-34  
E-mail: avpon@yandex.ru

### **Яблочко Сергей Викторович**

ООО, г. Москва  
Технический директор  
E-mail: nikshevolog@yandex.ru

---

V.A. GOLOVESHKIN, I.A. KALUGIN, Yu.M. KOZYREV,  
A.V. PONOMAREV, S.V. YABLOCHKO

## **ANALYTICAL STUDY OF THE CHANGE IN THE SURFACE'S CYLINDRICAL FORM UNDER HOT ISOSTATIC PRESSING**

*Products' final form deviation from the cylindrical shape appear during manufacturing cylindrical bodies from powdered materials. Analytical relations for estimating deviations' values in relation to powdered material and capsule properties are obtained.*

**Keywords:** *irreversibly compressible material, yield criterion of Green.*

## **BIBLIOGRAPHY**

1. Bochkov, A.V. Osobennosti processa uplotnenija poroshkovykh materialov v neodnorodnom nestacionarnom temperaturnom pole / A.V. Bochkov, V.A. Goloveshkin, Ju.M. Kozyrev, A.V. Ponomarev, V.N. Samarov // Mehanika kompozicionnykh materialov i konstrukcij. – T.11. – №3. – 2011. – S. 401-410
2. Bochkov, A.V. Osobennosti vlijaniya neodnorodnogo nestacionarnogo temperaturnogo polja na process na process pressovaniya trub / A.V. Bochkov, V.A. Goloveshkin, A.R. Pirumov, A.V. Ponomarev, V.N. Samarov // Fundamental'nye i prikladnye problemy tehniki i tehnologii. – №6. – 2010. – S.3-10

3. Drujanov, B.A. Prikladnaja teorija plastichnosti poristyh tel / B.A. Drujanov. – M.: Mashinostroenie, 1989.
4. Grin R.Dzh. Teorija plastichnosti poristyh tel / R.Dzh. Grin // Sb. perevodov, «Mehanika». – 1973. – №4.

**Goloveshkin Vasily Adamovich**

Moscow state University of instrument making and computer science, str. Moscow  
Doctor of technical Sciences, Professor, Deputy head of Department «Higher mathematics»  
Tel. (495)482-24-57, mob. 8-916-011-95-81  
E-mail: nikshevolog@yandex.ru

**Kalugin Ilya Anatolevich**

Moscow state University of instrument making and computer science, str. Moscow,  
Candidate of technical Sciences  
E-mail: it1-mgapi@yandex.ru

**Kozyrev Yuri Mikhailovich**

Moscow state University of instrument making and computer science, str. Moscow  
Post-graduate student  
Tel. (499)612-39-87  
E-mail: it1-mgapi@yandex.ru

**Ponomarev Anton Vasilyevich**

Moscow state University of instrument making and computer science, str. Moscow  
Candidate of physico-mathematical Sciences, associate Professor of the chair, «Higher mathematics»  
Tel. (499)161-28-34  
E-mail: avpon@yandex.ru

**Yablochko Sergey Viktorovich**

Ltd., str. Moscow  
Technical Director  
E-mail: nikshevolog@yandex.ru

## О ПРЕДЕЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ КРИТИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ И ДЕФОРМАЦИЙ МАТЕРИАЛА В РЕШЕНИИ ЗАДАЧИ УСТОЙЧИВОСТИ КРУГОВОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ ПРИ ПРОСТЫХ ПРОЦЕССАХ

*Рассматривается задача упругопластической бифуркации круговой тонкостенной цилиндрической оболочки. Решение строится на основе теории устойчивости неупругих систем при сложном нагружении В.Г. Зубчанинова [1]. Используются условие несжимаемости материала и условие однородности напряженного состояния в оболочке до момента потери устойчивости. Задача решается в геометрически линейной постановке. Уравнения связи напряжений и деформаций в момент потери устойчивости оболочки принимаются в соответствии с определяющими соотношениями гипотезы компланарности. Рассматриваются процессы пропорционального докритического нагружения оболочки осевой сжимающей силой, крутящим моментом и внутренним давлением.*

**Ключевые слова:** устойчивость, пропорциональное нагружение, бифуркация, деформация, упрочнение, границы раздела зон, оболочка.

Дифференциальные уравнения равновесия элемента цилиндрической оболочки, потерявшей устойчивость, и уравнения совместности деформаций имеют вид [1]

$$\begin{cases} \frac{\partial \dot{T}_{11}}{\partial X_1} + \frac{\partial \dot{T}_{12}}{\partial X_2} = 0, & \frac{\partial \dot{T}_{22}}{\partial X_2} + \frac{\partial \dot{T}_{12}}{\partial X_1} = 0 \\ \frac{\partial^2 \dot{M}_{11}}{\partial X_1^2} + 2 \frac{\partial^2 \dot{M}_{12}}{\partial X_1 \partial X_2} + \frac{\partial^2 \dot{M}_{22}}{\partial X_2^2} + T_{11} \dot{\chi}_{11} + T_{22} \dot{\chi}_{22} + 2T_{12} \dot{\chi}_{12} + \frac{1}{R} \dot{T}_{22} = 0, \\ \frac{\partial^2 \dot{\varepsilon}_{11}}{\partial X_2^2} + \frac{\partial^2 \dot{\varepsilon}_{22}}{\partial X_1^2} - 2 \frac{\partial^2 \dot{\varepsilon}_{12}}{\partial X_1 \partial X_2} = -\frac{1}{R} \cdot \frac{\partial^2 \dot{W}}{\partial X_1^2} \end{cases} \quad (1)$$

где  $\dot{\chi}_{ij}$  – скорости изменения кривизны и кручения срединной поверхности;

$\dot{\varepsilon}_{ij}$  – скорости деформирования срединной поверхности;

$W$  – функция прогибов оболочки.

символ с точкой наверху означает дифференцирование по обобщенному параметру времени

$$\frac{d}{dt} = \frac{d}{dS} \cdot \frac{dS}{dt}.$$

Первые два уравнения системы (1) будут удовлетворены, если положить

$$T_{11} = Eh \frac{\partial^2 \varphi}{\partial X_2^2}, T_{22} = Eh \frac{\partial^2 \varphi}{\partial X_1^2}, T_{12} = -Eh \frac{\partial^2 \varphi}{\partial X_1 \partial X_2}, \quad (2)$$

где  $E$  – модуль Юнга;

$\varphi$  – функция скоростей усилий;

$h$  – толщина стенки оболочки.

Решение основных уравнений задачи (1) представим в виде рядов Фурье

$$\begin{cases} \dot{W} = \sum_{m=1}^{\infty} A_m \sin \frac{1}{R} (\lambda_m X_1 - n X_2) \\ \varphi = \sum_{m=1}^{\infty} B_m \sin \frac{1}{R} (\lambda_m X_1 - n X_2) \end{cases}, \quad (3)$$

где  $R$  – радиус срединной поверхности.

Оболочку принимаем «длинной», шарнирно подкрепленной по торцам. В уравнениях (3) сохраняем по одному члену ряда.

При принятых допущениях решение задачи устойчивости сводится к решению задачи о собственных числах, на основе которой можно вычислить значение гибкости оболочки  $i = 3R/h$  в зависимости от величины модуля вектора напряжений  $\sigma$  и параметров волнообразования  $m, n$ , реализующихся при потере устойчивости в осевом и окружном направлениях соответственно.

Уравнения связи напряжений и деформаций в момент потери устойчивости оболочки принимаем в соответствии с определяющими соотношениями гипотезы компланарности, которые в скоростях принимают вид [2]

$$\dot{S}_{ij} = N\dot{\varepsilon}_{ij} + (\sigma' - N\tau)\dot{S} \frac{S_{ij}}{\sigma}, \quad (i, j = 1, 2, 3), \quad (4)$$

где  $N, \frac{d\sigma}{dS}$  – определяющие функции пластичности;

$\varepsilon_{ij}$  – компоненты тензора-девиатора деформаций;

$$\sigma' = \frac{d\sigma}{dS} = P\tau;$$

$$\tau = \cos \vartheta_1;$$

$\vartheta_1$  – угол сближения;

$S$  – длина дуги траектории деформации;

$S_{ij}$  – компоненты тензора-девиатора напряжений.

В результате, окончательно получаем систему алгебраических уравнений задачи о собственных числах [1]

$$\begin{cases} -\sigma K_* i^2 / g_1 E + i \Omega_1^{**} / 2g_1 S_* = \lambda_m^2 [\theta + 3K_* (\Omega_2^{**} - \Omega_1^{**} N_2^* / N_1^*) / 4g_1], \\ e = -2i / S_* \lambda_m^2 - (\theta_1 \Omega_1^{**} + N_2^* K_*) / N_1^* \end{cases}, \quad (5)$$

где

$$K_* = \sigma_{11}^* + \sigma_{22}^* r^2 - 2\sigma_{12}^* r, \quad S_* = S_{11}^* r^2 + S_{22}^* + 2S_{12}^* r, \quad \sigma_{ij}^* = \frac{\sigma_{ij}}{\sigma}, \quad S_{ij}^* = \frac{S_{ij}}{\sigma},$$

$$g_1 = \frac{D_1}{D} = \frac{3}{2} \left( N_3^* - \frac{N_2^{*2}}{N_1^*} \right), \quad \theta = (1+r^2)^2 - \frac{K_*^2}{2}, \quad \theta_1 = \frac{2(1+r^2)^2}{3S_*^2} - 1, \quad (6)$$

$$2G \cdot N_m^* = \int_{-1}^1 N(z^*)^{m-1} dz^*, \quad 2G \cdot \Omega_m^{**} = \int_{-1}^1 \sigma S^*(z^*)^{m-1} dz^*, \quad z^* = \frac{z}{h}.$$

Для определяющих функций пластичности  $N, \frac{d\sigma}{dS}$  принимаем аппроксимации В.Г.

Зубчанинова, хорошо зарекомендовавшие себя для многозвенных ломаных траекторий, которые представляем в виде [1]

$$\begin{aligned} N &= 2G_p + [2G - 2G_p \left( \frac{1 - \cos \vartheta_1}{2} \right)^q] \\ \frac{d\sigma}{dS} &= 2G_k - [2G + 2G_k \left( \frac{1 - \cos \vartheta_1}{2} \right)^p], \end{aligned} \quad (7)$$

где  $G, G_k, G_p$  – модуль сдвига, касательный и секущий модули сдвига материала соответственно;  $p$  и  $q$  – материальные параметры аппроксимаций.

В предлагаемом варианте решения задачи функции пластичности  $N$ ,  $\frac{d\sigma}{dS}$  изменяются непрерывно, в зависимости от  $\tau$  и  $z$ . Координату границы раздела зон определять нет необходимости, интегралы  $N_m^*, \Omega_m^{**}$  в уравнении (6) определяются по методу Симпсона. При этом оболочка по толщине разбивается на 20 слоев (дальнейшее увеличение числа слоев, как показывают расчеты, не приводит к существенному результату).

При расчетах на основе теории устойчивости А.А. Ильюшина, в которой связь напряжений и деформаций принимается в соответствии с определяющими соотношениями теории квазипростых процессов [2], являющейся частным вариантом гипотезы компланарности, система алгебраических уравнений задачи о собственных числах принимает вид [1]

$$\begin{aligned}
 & i^2 \frac{\sigma}{Eg_1} \left( -K_* - \frac{EN_1^*}{2\sigma\theta} \lambda_m^4 \right) + i \frac{3}{2} \frac{N_1^* \Phi^*}{g_1 \theta} \lambda_m^2 K_* S_* = \\
 & = (\lambda_m^2 + n^2)^2 - \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{g_2}{g_1} \right) K_*^2 + \frac{9}{8} \frac{N_1^* \Phi^{*2}}{g_1 \theta} K_*^2 S_*^2, \\
 & C\theta = \frac{N_1^*}{2} \lambda_m^2 - \frac{3}{4} \frac{N_1^* \Phi^*}{i} K_* S_*,
 \end{aligned} \tag{8}$$

где

$$\theta = (\lambda_m^2 + n^2)^2 - \frac{3}{2} \left( 1 - \frac{N_1^*}{P_1^*} \right) S_*^2, \quad C = \frac{B}{ER^2 A}, \quad \Phi = \frac{h}{2} \Phi^*, \quad \Phi^* = \frac{P_2^*}{P_1^*} - \frac{N_2^*}{N_1^*},$$

$$n = r\lambda_m, \quad \lambda_m = \frac{m\pi R}{L}, \quad g_2 = \frac{D_2}{D} = \frac{3}{2} \left( P_3^* - \frac{P_2^*}{P_1^*} \right), \quad D = \frac{Eh^3}{9},$$

$$N_m^* = \int_{-1}^{+1} \left( \frac{N}{2G} \right) z^{*(m-1)} dz^*, \quad P_m^* = \int_{-1}^{+1} \left( \frac{P}{2G} \right) z^{*(m-1)} dz^*, \quad P = \frac{d\sigma}{dS} \cdot \frac{1}{\cos \mathcal{G}_1},$$

$$N_m = \int_{-h/2}^{h/2} N z^{m-1} dz, \quad P_m = \int_{-h/2}^{h/2} P z^{m-1} dz. \tag{9}$$

Для определяющих функций пластичности принимаем кусочно-линейные аппроксимации [3]

$$\begin{cases} N = 2G(1 - \omega), & P = 2G(1 - \lambda), & 0 \leq \mathcal{G}_1 \leq \pi/2 \\ N = P = 2G, & & \pi/2 \leq \mathcal{G}_1 \leq \pi \end{cases}, \tag{10}$$

где  $\omega$  – параметр пластичности А.А.Ильюшина;

$\lambda$  – параметр разупрочнения.

Разбивая в (9) интегрирование по зонам и полагая, что зона разгрузки примыкает к поверхности  $z_p^* = -1$ , имеем [1]

$$\begin{aligned}
 N_m^* &= \frac{1}{m} \left[ 1 - (-1)^m - \omega \left( 1 - Z_p^{*m} \right) \right] \\
 P_m^* &= \frac{1}{m} \left[ 1 - (-1)^m - \lambda \left( 1 - Z_p^{*m} \right) \right] \quad (m = 1, 2, 3).
 \end{aligned} \tag{11}$$

В основу модифицированной теории устойчивости оболочек за пределом упругости В.Г. Зубчанинова положено предположение, что бесконечно малое продолжение процесса, связанное с бифуркацией, является простым или локально простым. В этом случае

$$\bar{\sigma} = P\bar{\mathcal{E}}, \quad \bar{S}_{ij} = P\bar{\mathcal{E}}_{ij}, \tag{12}$$

где для зоны пластической догрузки  $P = 2G_k$ , а для зоны разгрузки  $P = 2G$ .

Основные уравнения задачи принимают вид [1]

$$\begin{cases} i^2 = \frac{Eg_2}{\sigma} (\lambda_m^2 + n^2)^2 \left[ -K_* - \frac{EP_1^* \lambda_m^4}{2\sigma\theta} \right]^{-1} \\ C\theta = \frac{P_1^*}{2} \lambda_m^2, \quad \theta = (\lambda_m^2 + n^2)^2 \end{cases} \quad (13)$$

Рассматриваем пропорциональные процессы нагружения оболочки в девиаторном пространстве А.А.Ильюшина  $S^{(3)}$  (рис. 1). Ориентация траектории определяется полярными углами  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$

Расчеты выполнены для процессов, экспериментально реализованных на тонкостенных круговых цилиндрических оболочках ( $r = 15.0$  мм,  $h = 1.0$  мм,  $L/R = 6h$ ), изготовленных из отожженной стали 45 [4].

Эксперименты [4] выполнены на автоматизированном расчетно-экспериментальном комплексе СМ-ЭВМ, разработанном в лаборатории механических испытаний кафедры сопротивления материалов, теории упругости и пластичности Тверского государственного технического университета. Диаграмма деформирования материала при сжатии представлена на рисунке 2.

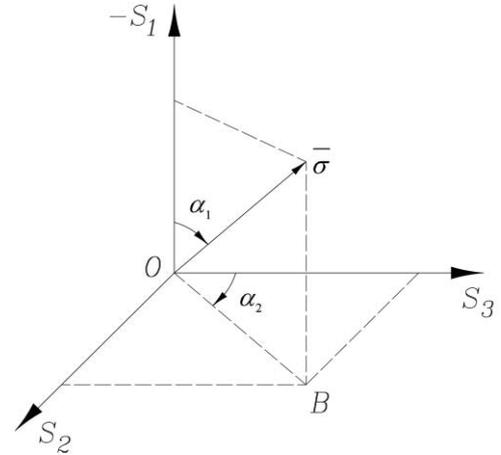


Рисунок 1 – Схема пространственных процессов пропорционального нагружения оболочек

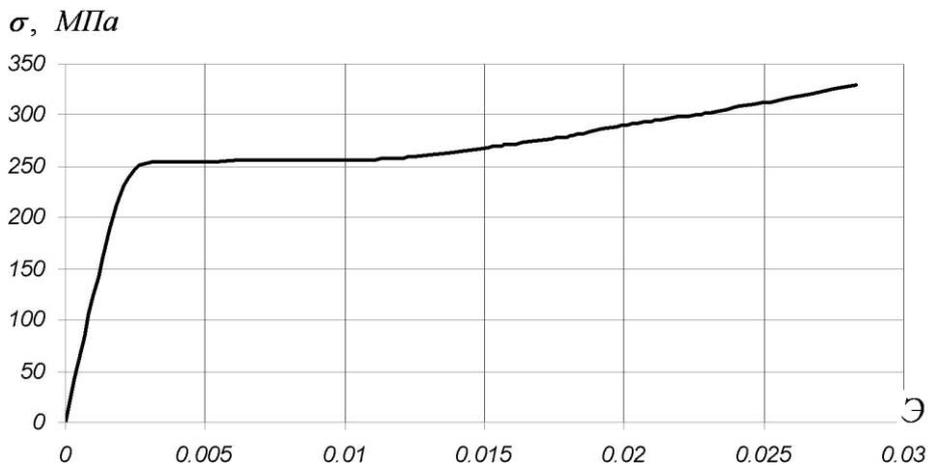


Рисунок 2 – Диаграмма деформирования материала

На рисунке 3, 4, в качестве примера, показаны графики наименьших гибкостей оболочек, полученные как огибающие кривых устойчивости, построенных при различных комбинациях полуволн изогнутого состояния оболочек  $m, n$  для случая чистого сжатия. Кривые построены на основе расчетов по: 1, 2 – теория квазипростых процессов без и с учетом разгрузки материала в момент потери устойчивости соответственно (теория А.А.Ильюшина); 3, 4 – расчеты по модифицированной теории устойчивости В.Г. Зубчанинова без разгрузки и с учетом разгрузки; 5 – расчеты с учетом сложного нагружения в момент потери устойчивости при использовании аппроксимаций определяющих функций пластичности  $N$  и  $\frac{d\sigma}{dS}$  В.Г.Зубчанинова [2] ( $p = 1$  и  $q = 1$ ). Треугольником под номером 6 на рисунке 3, 4 отмечены экспериментальные точки.

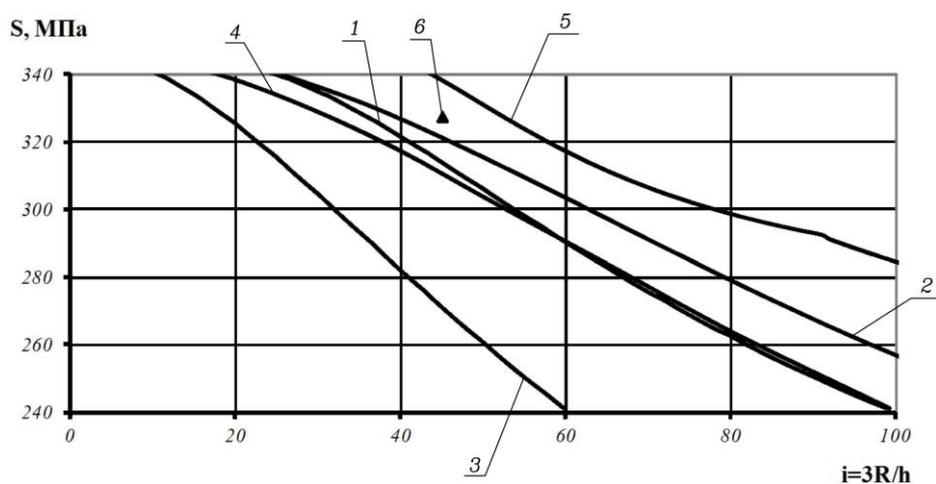


Рисунок 3 – График предельных кривых критических параметров напряжений при чистом сжатии

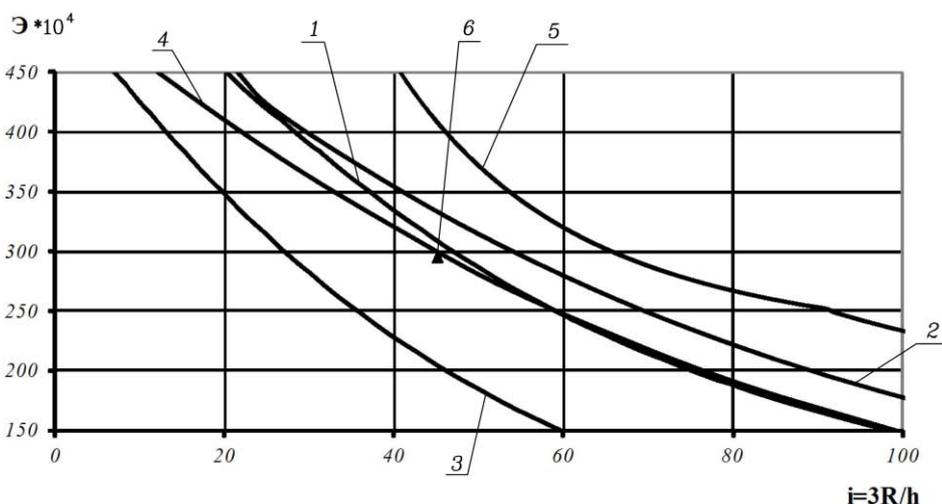


Рисунок 4 – График предельных кривых критических параметров деформаций при чистом сжатии

На основе выполненных расчетов для оболочек с гибкостью  $R/h = 15$  (соответствует эксперименту), построены поверхности критических деформаций и напряжений. Расчетные поверхности наложены на экспериментальную поверхность, построенную при реализации 15 процессов [4] и представлены на рисунке 5, 6 (условные обозначения соответствуют условным обозначениям, принятым для рисунка 3, 4).

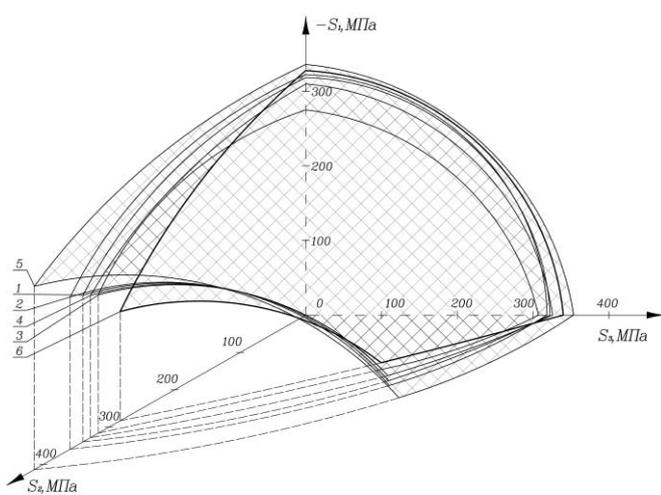


Рисунок 5 – Поверхность критических напряжений

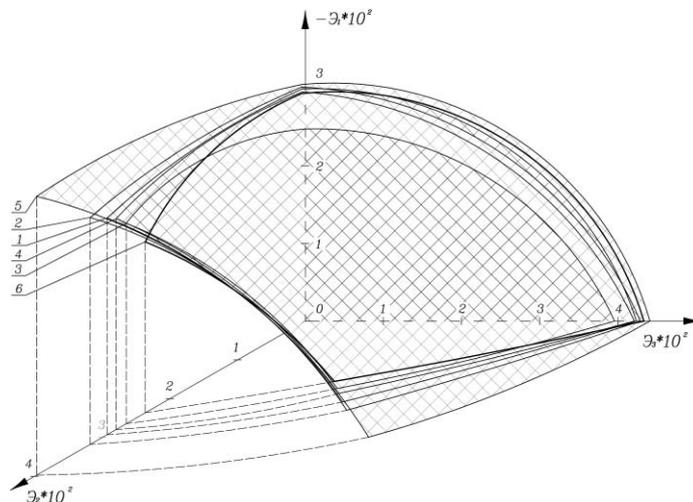


Рисунок 6 – Поверхность критических деформаций

Построение поверхностей устойчивых состояний конструкций при пропорциональных процессах нагружения необходимо для оценки влияния на устойчивость истории докритического нагружения.

Из представленных результатов следует, что предельные поверхности устойчивых состояний цилиндрических оболочек малой гибкости при простых докритических процессах имеют выпуклый характер. Зона в окрестности координатной оси  $S_2$  ( $\mathcal{E}_2$ ) остается разомкнутой, что говорит о существовании такого уровня интенсивности внутреннего давления  $q$ , при превышении которого потеря устойчивости оболочек невозможна при любом пропорциональном комбинированном нагружении. Точно оценить этот уровень интенсивности внутреннего давления экспериментально невозможно из-за ограничений, накладываемых силовыми агрегатами комплекса СН-ЭВМ [4].

Для траекторий деформирования, имеющих компоненту  $S_2$  ( $\mathcal{E}_2$ ), отличную от нуля (пространственная траектория), а также, лежащих в плоскостях деформации  $S_1 - S_2$  и  $S_3 - S_2$  учет разгрузки материала в момент бифуркации при расчетах как по теории устойчивости А.А. Ильюшина так и по модифицированной теории В.Г. Зубчанинова ведет к завышению критических параметров устойчивости в сравнении с экспериментальными данными.

Кроме того, из рисунка 5 и 6 видно, что с ростом компоненты  $S_2$  ( $\mathcal{E}_2$ ) уточненный учет сложного нагружения материала в момент потери устойчивости не приводит к значительному изменению результатов расчета, в сопоставлении, например, с расчетами по теории устойчивости А.А.Ильюшина. Данный результат можно объяснить тем, что внутреннее давление является фактором противодействующим потере устойчивости оболочки, при котором влияние сложного нагружения материала в момент бифуркации становится не существенным.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зубчанинов, В.Г. Устойчивость и пластичность. Т. 1. Устойчивость / В.Г.Зубчанинов. – М.: Физматлит, 2007. – 448 с.
2. Зубчанинов, В.Г. Математическая теория пластичности: Монография / В.Г.Зубчанинов. – Тверь: ТГТУ, 2002. – 300 с.
3. Зубчанинов, В.Г. Экспериментальная пластичность: Монография. Книга 1. Процессы сложного деформирования / В.Г.Зубчанинов, Н.Л.Охлопков, В.В.Гараников. – Тверь: ТГТУ, 2003. – 172 с.
4. Чарльз, Т.Д. Устойчивость цилиндрических оболочек за пределом упругости при сложном докритическом нагружении // Автореферат дис. канд. техн. наук. – Тверь: ТГТУ, 1994. - 19 с.

### **Охлопков Николай Леонидович**

Тверской государственный технический университет, г. Тверь

Доктор технических наук, заведующий кафедрой «Сопrotивление материалов теории упругости и пластичности»

Тел. 8(4822)35-30-77

### **Черемных Степан Валерьевич**

Тверской государственный технический университет, г. Тверь

Аспирант кафедры «Сопrotивление материалов теории упругости и пластичности»

Тел. 8(920)693-47-69

E-mail: stepan\_1986@bk.ru

N.L. OKHLOPKOV, D.C. CHEREMNYKH

## **ON THE SURFACES OF THE CRITICAL STRESS AND DEFORMATION OF THE MATERIAL IN SOLVING THE PROBLEM OF THE STABILITY OF A CIRCULAR CYLINDRICAL SHELL FOR SIMPLE PROCESSES**

*The task under consideration is that elastic-plastic bifurcation of circular thin-walled cylindrical shell. The solution is based on the basis of the theory of the stability of inelastic systems with the combined loading, created by V.G. Zubchaninov [1]. The condition of the incompressibility of material and the condition of the uniformity of the stressed state in the shell till the moment of loss of stability are used. The problem is solved in a geometrically linear setting. The equations of relation of stresses and strains at the moment of the loss of stability of the shell start in accordance with determining relationships of the hypothesis of coplanarity. The processes of proportional subcritical load of shell are examined by the axial compressive force and the torque*

**Keywords:** *stability, proportional load, bifurcation, deformation, strengthening, interface of the zones, shell.*

## **BIBLIOGRAPHY**

1. Zubchaninov, V.G. Ustojchivost' i plastichnost'. T. 1. Ustojchivost' / V.G.Zubchaninov. – M.: Fizmat-lit, 2007. – 448 s.
2. Zubchaninov, V.G. Matematicheskaja teorija plastichnosti: Monografija / V.G.Zubchaninov. – Tver': TGTU, 2002. – 300 s.
3. Zubchaninov, V.G. Jeksperimental'naja plastichnost': Monografija. Kniga 1. Processy slozhnogo deformirovanija / V.G.Zubchaninov, N.L.Ohlopkov, V.V.Garanikov. – Tver': TGTU, 2003. – 172 s.
4. Charl'z, T.D. Ustojchivost' cilindricheskih obolochek za predelom uprugosti pri slozhnom doktriche-skom nagruzenii // Avtoreferat dis. kand. tehn. nauk. – Tver': TGTU, 1994. - 19 s.

### **Okhlopkov Nikolay Leonidovich**

The Tver state technical University, str. Tver

Doctor of technical Sciences, head of the Department of «Resistance of materials, theory of elasticity and plasticity»

Tel. 8(4822)35-30-77

### **Cheremnykh Stepan Valerievich**

The Tver state technical University, str. Tver

Post-graduate student of the Department «strength of materials, theory of elasticity and plasticity»

Tel. 8(920)693-47-69

E-mail: stepan\_1986@bk.ru

А.В. ЖУРАВЛЕВА, Г.В. ВОРОНИНА

## МОЩНОСТЬ И КПД УДАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ III КЛАССА ПРИ АВТОНОМНОМ ПРИВОДЕ

*Рассмотрен ударный механизм III класса при автономном приводе. Получены аналитические зависимости ударной мощности и коэффициента полезного действия механизмов от заданных исходных величин энергии удара  $T$ , допустимой силы отдачи  $R$  и максимальной скорости удара  $V$ , а также характеристик, определяющих режим движения механизма.*

**Ключевые слова:** гидравлические ручные машины ударного действия, движение, фазы движения, режимы движения, мощность КПД.

Схема гидравлической машины ударного действия с механизмом III класса при автономном приводе представлена на рисунке 1.

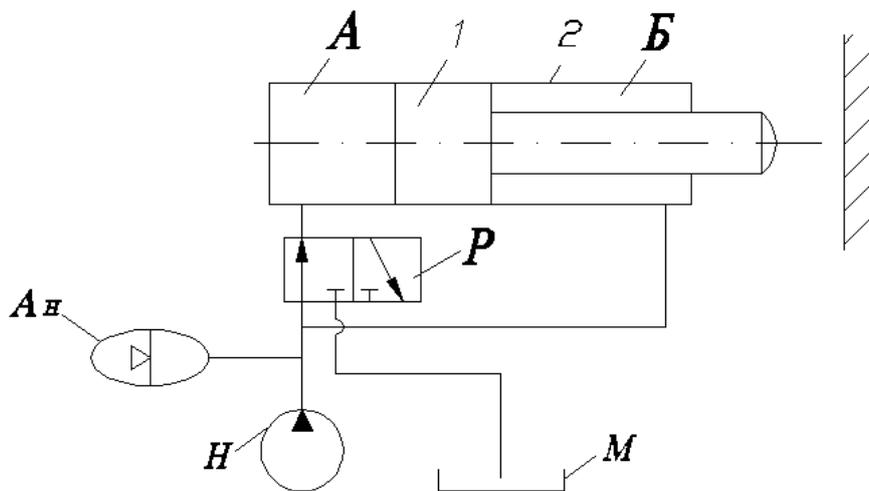


Рисунок 1 – Схема гидравлической машины ударного действия с ударным механизмом III класса

Насос ( $H$ ), аккумулятор ( $A_H$ ) и трубопроводы представлены приведенной жесткостью  $C$  и скоростью жидкости  $V_0$ , так же приведенной к бойку.

Цикл движения ударного механизма состоит из трех фаз: разгон, торможение при обратном ходе и рабочий ход.

В первой фазе движения камера  $A$  сообщается со сливным трубопроводом, а камера  $B$  с напорной магистралью. Под действием сил давления жидкости в камере  $B$  боек движется ускорено в право (по рис. 1), при этом жидкость из камеры рабочего хода  $A$  через сливной трубопровод удаляется в маслобак. В фазах торможения и рабочего хода камеры  $A$  и  $B$  сообщены с напорной магистралью. Так как площадь камеры  $A$  больше площади камеры  $B$  ( $S_A > S_B$ ), то под действием сил давления жидкости со стороны камеры  $A$  боек тормозится (движение вправо), скорость его уменьшается до нуля, а затем (фаза рабочего хода) ускорено движется влево.

Уравнения движения бойка в первой фазе имеет следующий вид:

$$x = V_0 \left( t - \frac{1}{k} \sin kt \right), \quad (1)$$

$$\dot{x} = V_0 (1 - \cos kt), \quad (2)$$

$$k^2 = \frac{C}{m},$$

где  $C$  – приведенная к камере обратного хода  $B$  жесткость напорной гидромагистрали;

$m$  – масса бойка и жидкости движущейся в напорном и сливном трубопроводе.

Сила давления жидкости в камере обратного хода  $B$  изменяется по закону

$$P = P_0 + \frac{CV_0}{k} \sin kt, \quad (3)$$

Исходя из уравнений (2) и (3) можно предположить возможность различных режимов движения ударного механизма.

В том случае если в конце первой фазы движения скорость бойка максимальна, т.е.  $V_H = 2V_0$ ,  $P_H = P_0$ . Такой режим движения является режимом максимальной скорости, он возможен когда  $\cos kt_H = -1$  или  $t_H = \frac{\pi}{k}, \frac{3\pi}{k}, \frac{5\pi}{k}$  и т.д., т.е. можно предположить много вариантов такого режима движения. Выберем первый из них, когда  $t_H = \frac{\pi}{k}$ .

В этом случае в конце первой фазы движения получим следующие условия:

$$x_H = \pi \frac{V_0}{k}, \quad V_H = 2V_0, \quad P_H = P_0,$$

$x_H$  – перемещение бойка в первой фазе движения,

Возможен режим движения, когда в конце первой фазы максимальная сила давления жидкости в камере  $B$ :  $P_H = P_0 + \frac{CV_0}{k}$ , при этом  $t_H = \frac{\pi}{2k}, \frac{5\pi}{2k}, \frac{7\pi}{2k}$  и т.д.

Примем первый из этих вариантов. Такой режим движения является режимом максимального давления. В этом случае в конце первой фазы движения:

$$x_H = \frac{V_0}{k} \left( \frac{\pi}{2} - 1 \right), \quad V_H = V_0, \quad P_H = P_0 + \frac{CV_0}{k}.$$

Значения координаты  $x_H$ , скорости  $V_H$  в конце первой фазы движения будут начальными условиями второй фазы (торможения).

Продолжительность цикла ударного механизма

$$t_y = t_H + t_T + t_P.$$

В соответствии с формулой  $V_H = 2V_0$  для режима максимальной скорости длительность первой фазы движения:

$$t_H = \frac{2T}{RV} \frac{\pi}{\rho} \sqrt{\frac{(1-\rho-2\nu\rho)(1-\rho) \left[ \rho^2 + \mu_{жс} (1+\rho^2) \right]}{\left[ \rho^2 - r^2 (1-\rho)^2 \right]}}$$

$$r = \frac{R_c}{R}, \quad \rho = \frac{P_0}{R}, \quad \mu_{жс} = \frac{m_{жс}^{np}}{m_б}, \quad \nu = \frac{V_0}{V},$$

где  $R_c$  – равнодействующая сил сопротивления;

$R$  – допустимая реакция отдачи;

$V$  – предупредная скорость,

$T$  – кинетическая энергия удара бойка по инструменту;

$\mu_{жс}$  – безразмерный коэффициент, равный отношению массы жидкости к массе бойка;

$V$  – относительная скорость жидкости;

$P_0$  – сила, действующая на боек в фазе разгона.

Продолжительность фазы торможения:

$$t_T = \frac{2T}{RV} \cdot \frac{(1-\rho-2\rho\nu)}{\nu} \cdot \frac{\rho}{\left[ \rho + r(1-\rho) \right]}.$$

Фазы рабочего хода  $t_p$  :

$$t_p = \frac{4T}{RV} \cdot \frac{\rho}{[\rho + r(1 - \rho)]}.$$

Тогда продолжительность цикла определится по формуле:

$$t_u = \frac{4T}{RV} \left( \frac{a + b}{e} \right),$$

где  $a = \rho^2 [(1 - \rho)(2v + 1)] \cdot \sqrt{[\rho - r(1 - \rho)]},$

$$b = \pi v \sqrt{[\rho + r(1 - \rho)]} \cdot \sqrt{(1 - \rho)[\rho^2 + \mu_{жс}(1 + \rho^2)]} \cdot \sqrt{1 - \rho - 2\rho v},$$

$$e = 2\rho [\rho + r(1 - \rho)] \cdot v \sqrt{\rho - r(1 - \rho)}.$$

Ударная мощность механизмов при режиме максимальной скорости:

$$N_{y\partial} = \frac{T}{t_u} = \frac{RV}{4} \frac{e}{(a + b)}.$$

После аналогичных вычислений и преобразований для режима максимального давления найдем:

$$N_{y\partial} = \frac{RV}{4} \frac{e_1}{(a_1 + b_1 + d_1)},$$

где  $a_1 = \pi v (1 + \rho) \sqrt{(1 - \rho - 2\rho v)(1 - \rho)[\rho^2 + \mu_{жс}(1 + \rho^2)]} [\rho^2 - r^2(1 - \rho)^2]$

$$b_1 = 4\rho \left[ \begin{aligned} & [\rho - r(1 - \rho)] \rho (1 - \rho - 2\rho v) - \\ & -v \sqrt{(1 - \rho)(1 - \rho - 2\rho v)[\rho^2 + \mu_{жс}(1 + \rho^2)]} [\rho^2 - r^2(1 - \rho)^2] \end{aligned} \right],$$

$$d_1 = 4\rho^2 \cdot v(1 + \rho) [\rho - r(1 - \rho)],$$

$$e_1 = 4\rho v \cdot (1 + \rho) [\rho^2 - r^2(1 - \rho)^2].$$

Тогда условный коэффициент полезного действия  $\eta_{ysl}$  механизмов при режиме максимальной скорости будет определяться по формуле:

$$\eta_{ysl} = \frac{\rho^2}{\rho^2 + 4v^2 \mu_{жс}}.$$

При режиме максимального давления:

$$\eta_{ysl} = \frac{\rho^2}{\rho^2 + v^2 \mu_{жс}}.$$

Получены аналитические зависимости ударной мощности и коэффициента полезного действия механизмов от заданных исходных величин энергии удара  $T$ , допустимой силы отдачи  $R$  и максимальной скорости удара  $V$ . В эти формулы входят так же все характеристики, определяющие режим движения механизма.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Котылев, Ю.С. Прикладная теория гидравлических машин ударного действия / Ю.С. Котылев, Д.Н. Ешуткин. – М.: Машиностроение –1, 2007. – 120с.
2. Ешуткин, Д.Н. Гидравлические машины ударного действия / Д.Н. Ешуткин, А.В. Журавлева, А.И. Абдурашитов. – Орел: ФГОУ ВПО «Госуниверситет – УНПК», 2011 – 138с.

**Журавлева Анжелика Викторовна**

Госуниверситет - УНПК, г. Орел

Кандидат физико-математических наук, доцент кафедры «Теоретическая и прикладная механика»

г. Орел, Наугорское шоссе, 29

тел. 8 (4862) 41-98-72

E-mail: anzelikazur2011@yandex.ru

**Воронина Галина Валентиновна**

Госуниверситет - УНПК, г. Орел

Аспирант кафедры «Теоретическая и прикладная механика»

г. Орел, Наугорское шоссе, 29

тел. 8 (4862) 41-98-72

E-mail: anzelikazur2011@yandex.ru

---

A.V. ZHURAVLEVA, G.V. VORONINA

**THE POWER AND EFFICIENCY OF PERCUSSION MECHANISMS  
CLASS III WHEN THE OFFLINE DRIVE**

*Considered by the shock mechanism of III class, off the drive. Obtained samples-political dependence of the shock of the capacity and efficiency of the mechanisms from the baseline values of the impact energy Tons allowed by the force of the blow R and maximum velocity V, as well as the characteristics that define the driving mechanism.*

**Keywords:** *hydraulic manual machines of shock action, movement, and the phases of motion, motion modes, power efficiency.*

**BIBLIOGRAPHY**

1. Kotylev, Ju.S. Prikladnaja teorija gidravlicheskih mashin udarnogo dejstvija / Ju.S. Kotylev, D.N. Eshutkin. – M.: Mashinostroenie –1, 2007. – 120s.
2. Eshutkin, D.N. Gidravlicheskie mashiny udarnogo dejstvija / D.N. Eshutkin, A.V. Zhuravleva, A.I. Abdurashitov. – Orel: FGOU VPO «Gosuniversitet – UNPK», 2011 – 138s.

**Zhuravleva Angelica Viktorovna**

State University – ESPC

Candidate of physico-mathematical Sciences, associate Professor of the Department «Theoretical and applied mechanics»

Orel, Naugorskoe shosse, 29

tel. 8 (4862) 41-98-72

E-mail: anzelikazur2011@yandex.ru

**Voronin Galina Valentinovna**

State University – ESPC

Post-graduate student of the Department «Theoretical and applied mechanics»

Orel, Naugorskoe shosse, 29

tel. 8 (4862) 41-98-72

E-mail: anzelikazur2011@yandex.ru

# **МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ**

УДК 371.261

Е.В. КРЫШЕНЬ

## **ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПРОЦЕССОВ**

*В статье рассматривается переход от статического моделирования производства, которое не дает полного ответа на многие вопросы, к комплексному (имитационному моделированию) производственных процессов на современных предприятиях машиностроения.*

**Ключевые слова:** имитационное моделирование, производственный процесс.

В современной специальной литературе [1, 3] авторами рассматриваются на практике и предлагаются решения сложнейших процессов регулирования производства на основе новейших разработок, что в свою очередь снижает трудозатраты и затраты времени и дает возможности «наглядного проигрывания» для принятия верного решения.

В то время, когда космические корабли бороздят просторы вселенной и весь мир рукоплещет труженикам нашего балета, производственная система предприятий космической промышленности должна соответствовать требованиям научно-технического прогресса, выпускать конкурентоспособную продукцию, быть готовой к постоянному обновлению номенклатуры выпускаемых изделий, в условиях рыночной экономики и жесткой конкуренции на мировом рынке.

В настоящее время, большое внимание в производстве уделяется совершенствованию оборудования, но по существу, автономная производительность оборудования и его совершенство не учитывают размер партий, затраты времени на передачу деталей между станками. Наиболее значительные затраты в технологической цепочке приходятся на производство. Статическое моделирование не дает полного ответа на многие вопросы, выход из такой ситуации – переход к комплексному (имитационному моделированию) производственных процессов.

Под имитационным моделированием понимают метод, позволяющий строить модели, описывающие процессы так, как они проходили бы в действительности. Такую модель можно «проиграть» во времени как для одного испытания, так и заданного их множества. Обычно имитационные модели строятся для поиска оптимального решения в условиях ограничения по ресурсам, когда другие математические модели оказываются слишком сложными. Моделирование производственной системы применяется, когда проведение экспериментов с реальной системой невозможно или нецелесообразно. Имитационное моделирование производственных процессов связывает все сферы производства изделия: разработку производственного процесса, моделирование производственного процесса и технологическую подготовку производства, а также управление производством. По результатам такого моделирования должны быть регламентированы параметры перемещения заготовок и деталей. Результаты имитационного моделирования не «вычисляются по формулам», как это имеет место при применении аналитических моделей, а являются продуктом статистической обработки данных, наблюдаемых и фиксируемых в процессе обработки моделирующей программы. Имитационная модель, как объект измерений, в отличие от реальных систем является полнотупной системой.

В любом исследовании, связанном с применением имитационного моделирования можно выделить следующие этапы:

1. Разработка абстрактной модели;
2. Реализация модели с использованием программного продукта;
3. Анализ модели;
4. Проведение экспериментов с работающей моделью;

### 5. Оценка результатов.

Объектом моделирования могут выступать промышленные, логистические, транспортные и другие системы. Моделирование производственных систем позволяет:

- заранее обнаружить и устранить проблемы, которые проявятся на этапе пуска-наладки и потребовали бы финансовых и временных затрат;
- снизить инвестиции в производство при тех же параметрах производительности;
- провести оптимизацию производства и выбрать наиболее рациональное решение из множества вариантов.

Имитационная модель производственных процессов можно изобразить в виде модели «черного ящика». Такая форма модели применяется на этапе планирования и реализации численных экспериментов с моделью. На выходе получаем данные о количестве изготовленных деталей, времени выпуска продукции, а также данные о загрузке оборудования. Метод имитационного моделирования позволяет имитировать выполнение процесса так, как оно происходило бы в действительности, но в режиме ускоренного времени. В производственном процессе практически всегда возникают задержки, связанные с тем, что поступает более приоритетная задача, необходимые сотрудники заняты, или необеспечены вовремя поставки материалов.

Рассмотрим моделирование производственного процесса на участке механического цеха, на котором произведена модернизация оборудования и установлено 6 токарно-фрезерных обрабатывающих центров. Предположим, что на участке изготавливаются три типа деталей: корпуса, фланцы, переходники, с годовой производственной программой: 600 деталей, 1300 деталей и 1400 деталей соответственно. Средняя трудоемкость корпусов – 6,6 нормо-час (н-ч), фланцев – 9,8 н-ч, переходников – 5,8 н-ч. Суммарная трудоемкость изготовления деталей – 24820 н-ч. Для выпуска деталей с предложенной годовой производственной программой необходимо 6 единиц токарно-фрезерных обрабатывающих центров, 1 верстак и полировальный станок.

Моделирование производственного процесса произвели с помощью программного продукта Tecnomatix Plant Simulation. Данный программный продукт позволяет управлять как производством деталей, так и сборочных единиц. Функционал пакета позволяет осуществлять следующие действия:

1. задавать и проверять последовательность сборки изделия;
2. моделировать определенные операции и потоки материалов для оптимизации производственных процессов;
3. задавать время на выполнение каждой операции;
4. проверять производительность линий и ритмичность производственного процесса;
5. анализировать стоимость изделия и производственные затраты;
6. планировать производственную программу на основе имеющихся данных о предприятии;
7. получать в режиме реального времени информацию о выполнении производственных процессов и отклонений от планов.

На рисунке 1 представлен фрагмент имитационной модели производственного процесса на участке механического цеха, выполненной с помощью пакета Plant Simulation. Элементы (SingleProg) модели обозначают отдельную операцию технологического процесса. Модули типа M (method) являются программами, написанными разработчиком модели. Создание данных методов решает такие проблемы, как:

- управление материальными потоками;
- статистическая обработка и визуализация данных отдельных событий процесса.

В ходе создания наиболее оптимального варианта работы производственного процесса на участке механического цеха было спроектировано 4 схемы с разными загрузками оборудования и разными передаточными партиями. В результате анализа было выявлено, что выпуск годовой производственной программы по первой схеме закончится к 12 декабря, по второй схеме - к 30 ноября, по третьей схеме - к 25 декабря, по четвертой схеме – к 24 декабря. По второй схеме остается около 9% времени для производства новой продукции.

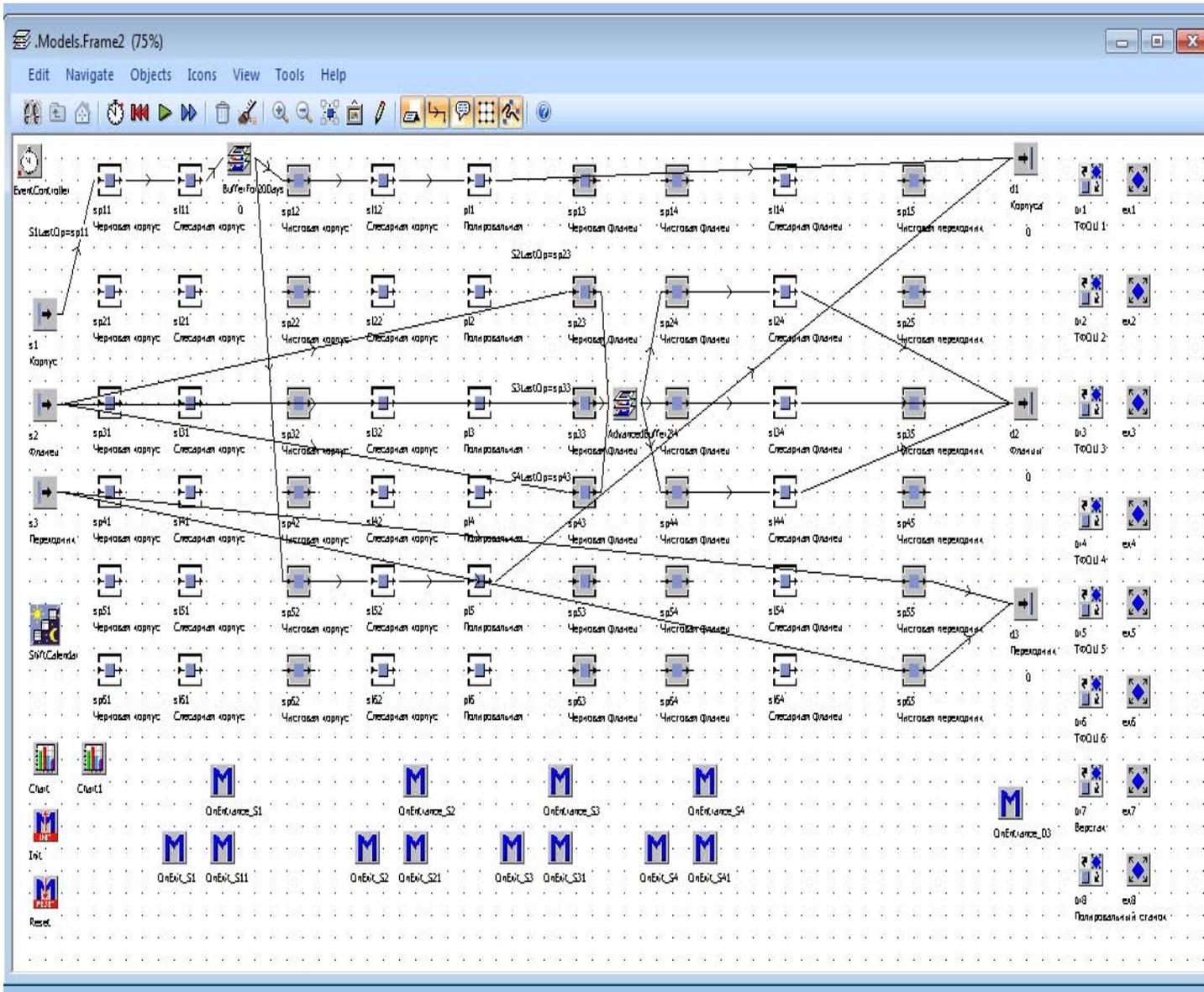


Рисунок 1 – Фрагмент имитационной модели производственного процесса

Программный продукт позволяет вывести диаграммы загрузки оборудования. На рисунке 2 представим диаграммы загрузки оборудования по схемам 2 и 3.

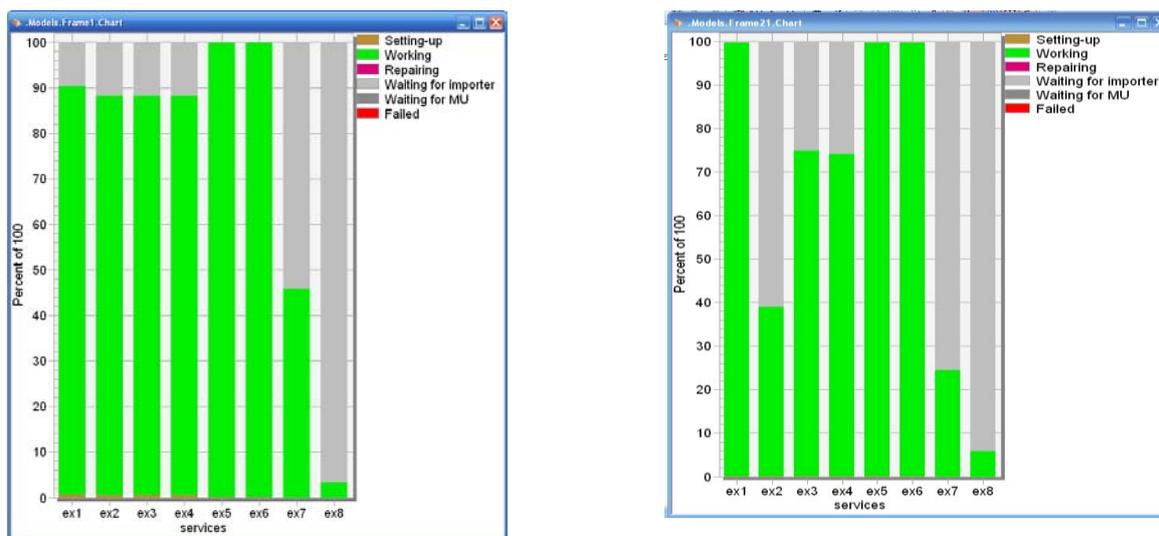


Рисунок 2 – Диаграммы загрузки по второй и третьей моделям соответственно

По диаграмме загрузки оборудования по второй модели можем видеть, что обрабатывающие центры (ex1-ex6) загружены не менее чем на 90%, а верстак и полировальный станок недогружены. По третьей модели загрузка второго обрабатывающего центра ниже 40%, т.е. оборудование цеха загружено неравномерно, необходимо догружать оборудование. Это связано с тем, что при изготовлении корпусов и фланцев необходимо проводить термообработку: для корпусов – естественное старение, которое составляет 20 суток, а для фланцев – отжиг – 3 суток. Также по диаграммам можем видеть, что настройка оборудования занимает примерно 1% времени от всего времени работы оборудования.

Из произведенного анализа моделей можем сделать вывод, что наиболее эффективной схемой является вторая модель. По этой схеме выпуск производственной программы закончится к 30 ноября, а так же загрузка обрабатывающих центров наиболее эффективная.

Выпуск годовой производственной программы деталей может быть закончен раньше, если запуск деталей в производство выполнять не по фиксированному значению партии деталей, а по тому количеству деталей, сколько необходимо для сборки одного изделия и так, чтобы готовые детали приходили на сборку точно в срок.

Часто встречается ситуация, когда разрабатываемая система не обеспечивает желаемых характеристик работы. В этом случае необходима оптимизация параметров системы или алгоритма управления. Самый простой метод оптимизации – это проведение симуляции модели при различных исходных данных. Это можно сделать вручную, однако инструмент «Менеджер экспериментов» позволяет автоматизировать этот процесс.

Визуализация является мощным инструментом моделирования. Она важна не только для представления результатов проекта, но и в ходе работы над моделью, так как позволяет наглядно оценить работу, выявить ошибки в модели и узкие места.

### ВЫВОД

В статье была рассмотрена двумерная модель производственного процесса, но для большей наглядности можно построить трехмерную модель, с помощью которой можно произвести оптимизацию размещения оборудования на производственных площадях, а так же оптимизировать работу операторов обрабатывающих центров.

Таким образом, с использованием имитационного моделирования можно произвести неограниченное количество экспериментов с различными параметрами. Имитационное моделирование позволяет описать структуру системы и ее процессы в естественном виде, не прибегая к использованию формул и строгих математических зависимостей. Моделирование производственных систем позволяет обнаружить и устранить проблемы, которые проявля-

ются на этапе пуско-наладки и потребовали бы значительных финансовых и временных затрат, а так же позволяют снизить инвестиции в производство при тех же параметрах производительности.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Имитационное моделирование: оптимизируем бизнес-процессы А. Пинаева источник: <http://www.businessstudio.ru/procedures/business/immodel/>.
2. Аверилл М. Лоу Имитационное моделирование. – Аверилл М. Лоу, В. Дэвид Кельтон, 2004- 847 с
3. Гурьев, Е.К. Имитационное моделирование производственных возможностей предприятий космического машиностроения [Текст]: доклад к конференции, секция «К.Э.Циолковский и проблемы космического производства».
4. Plant Simulation basics, methods, strategies - PLT101 – Version 9.0.1, 2009.
5. [http://www.plm.automation.siemens.com/ru\\_ru/products/tecnomatix/plant\\_design/plant\\_simulation.shtml](http://www.plm.automation.siemens.com/ru_ru/products/tecnomatix/plant_design/plant_simulation.shtml).

**Крышень Евгений Валерьевич**

ФГУП ГНПРКЦ «ЦСКБ-Прогресс»

Зам. Начальника производственного центра финансовой ответственности (литейно-механическое производство)

Тел./факс: (846) 955-20-18; +7 92 77 555 404

E-mail: kev131178@mail.ru

---

E.V. KRYSHEN

### **SIMULATION MODELING OF PRODUCTION PROCESSES**

*The article deals with a changeover from static modeling of production, which leaves many questions unanswered, to complex (simulation) modeling of production processes at modern engineering works.*

**Keywords:** *simulation modeling, production process.*

### **BIBLIOGRAPHY**

1. Imitacionnoe modelirovanie: optimiziruem biznes-processy A. Pinaeva istochnik: <http://www.businessstudio.ru/procedures/business/immodel/>.
2. Imitacionnoe modelirovanie, Averill M. Lou, V. Djevid Kel'ton, 2004- 847 s
3. Gur'ev, E.K. Imitacionnoe modelirovanie proizvodstvennyh vozmozhnostej predpriyatij kosmicheskogo mashinostroenija [Tekst]: doklad k konferencii, sekcija «K.Je.Ciolkovskij i problemy kosmicheskogo proizvodstva».
4. Plant Simulation basics, methods, strategies - PLT101 – Version 9.0.1, 2009.
5. [http://www.plm.automation.siemens.com/ru\\_ru/products/tecnomatix/plant\\_design/plant\\_simulation.shtml](http://www.plm.automation.siemens.com/ru_ru/products/tecnomatix/plant_design/plant_simulation.shtml).

**Kryshen Yevgeny Valeryevich**

Deputy Head of Production Center of Financial Responsibility (Foundry-Mechanical Production), TsSKB-Progress

Tel./fax: (846) 955-20-18; +7 92 77 555 404

E-mail: kev131178@mail.ru; mr.kryshen@mail.ru

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ДИНАМИЧЕСКОГО ГАШЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ В СИСТЕМЕ «ОБЪЕКТ ЗАЩИТЫ – МЕХАНИЧЕСКАЯ ЦЕПЬ КАК ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ОБРАТНАЯ СВЯЗЬ С ДВУМЯ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ»

*Рассматриваются вопросы построения математических моделей виброзащитных систем, когда объект защиты имеет два динамических гасителя. Показано, что система приобретает не только два режима динамического гашения, но и специальный режим движения динамических гасителей в противофазе. Получены соответствующие аналитические соотношения для определения частот.*

**Ключевые слова:** динамическое гашение колебаний, режимы динамического гашения для двух частот, связанные движения динамических гасителей колебаний.

### ВВЕДЕНИЕ

Динамические гасители колебаний достаточно широко используются в технике. Их теория и приложения рассмотрены в ряде работ [1÷3], что инициировало, в определенном смысле, обобщение результатов, расширение понятий динамического гашения колебаний и введение в рассмотрение представлений о связи динамического гашения колебаний с некоторыми особенностями самоорганизации движения. В предлагаемой статье приводятся результаты исследований задачи вибрационной защиты, в том случае, когда объект защиты имеет динамический гаситель в виде дополнительной обратной связи, состоящей из двух инерционных элементов с упругими связями.

### ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

Введение дополнительных связей в виде механических цепей, реализуемых с помощью упругих элементов и инерционных в том числе, и маятниковых или центробежных гасителей, в рамках структурной теории виброзащитных систем [4] может рассматриваться как введение обратной связи в исходную расчетную модель. Структура такой дополнительной связи может быть достаточно разнообразной, что представлено на рисунке 1а,б,в. Динамический гаситель (ДГ) состоит из двух элементов массами  $m_1$  и  $m_2$  и имеет несколько упругих элементов (пружины с жесткостями  $k_1, k_2, k_3$ ), соединенных между собой тем или иным образом. Силы сопротивления в системе считаются исчезающе малыми, а перемещения малыми, что позволяет решать задачи в линейной постановке.

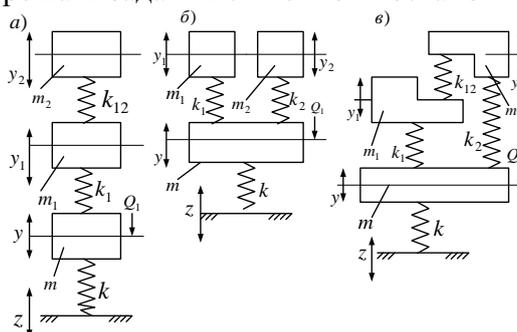


Рисунок 1 – Расчетные схемы виброзащитных систем с двумя динамическими гасителями колебаний

Для проведения исследований принято, что объект защиты массой  $m$  имеет упругий элемент жесткостью  $k$ ; движение объекта описывается координатой  $y$ ; положение элементов системы динамических гасителей с массами  $m_1, m_2$  и упругими элементами  $k_1, k_2, k_3$  описывается соответственно координатами  $y_1$  и  $y_2$ . При этом полагается, что движения системы происходят независимо и вертикально в неподвижной системе координат. Внешние силы могут прикладываться непосредственно к объекту защиты (внешняя сила  $Q_1$ ) или задаваться смещением основания  $z$ , закон движения которого известен ( $z = z_0 \sin \omega t$ ).

На рисунке 1 показано несколько расчетных схем, которые можно разделить на 4 группы:

- динамические гасители имеют связи между массами  $m_1$  и  $m_2$ , но элемент массой  $m_2$  не имеет связи ( $k_2 = 0$ ) с объектом защиты  $m$  (рис. 1 а);
- динамических гасителей два, при этом  $m_1$  и  $m_2$  связаны с объектом защиты  $m$ , но не связаны между собой ( $k_{12} = 0$ ) (рис. 1 б);
- дополнительные массы  $m_1$  и  $m_2$  связаны каждый с объектом защиты  $m$ , но также  $m_1$  и  $m_2$  связаны между собой ( $k_{12} \neq 0$ ), (рис. 1 в);

Используем формализм Лагранжа и запишем математическую модель в виде системы уравнений:

$$a_{11}y + a_{12}y_1 + a_{13}y_2 = Q_1, \quad (1) \quad a_{21}y + a_{22}y_1 + a_{23}y_2 = 0, \quad (2)$$

$$a_{31}y + a_{32}y_1 + a_{33}y_2 = 0, \quad (3)$$

где  $a_{ij}$  – коэффициенты, определяемые видом расчетной схемы (рисунок 1а,б,в) ( $i = \overline{1,3}, j = \overline{1,3}$ );  $Q_1 = k_1z$ , а  $z = z_0 \sin \omega t$  ( $z_0$  – амплитуда колебаний основания). Используя правила Крамера [5], найдем передаточную функцию

$$W_1(p) = \frac{\bar{y}_1}{Q_1} = \frac{(a_{33}a_{22} - a_{23}^2)}{A}, \quad (4)$$

$$A = a_{11}(a_{22} + a_{33} - a_{23}a_{32}) - a_{21}(a_{12}a_{33} - a_{13}a_{32}) + a_{31}(a_{12}a_{23} - a_{13}a_{22}) - \quad (5)$$

характеристическое уравнение системы. Параметры частот динамического гашения определяются из решения частотного уравнения числителя соответствующей передаточной функции, для (4) имеем:

$$a_{22}a_{33} - a_{23}^2 = 0. \quad (6)$$

### ДИНАМИЧЕСКИЙ ГАСИТЕЛЬ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОГО СОЕДИНЕНИЯ

Рассмотрим последовательно все варианты расчетных схем виброзащитной системы (ВЗС) с динамическими гасителями колебаний. Для ВЗС на рисунке 1а можно записать выражения для кинетической и потенциальной энергий:

$$T = \frac{1}{2}m\dot{y}^2 + \frac{1}{2}m_1\dot{y}_1^2 + \frac{1}{2}m_2\dot{y}_2^2, \quad (7)$$

$$\Pi = \frac{1}{2}k(y-z)^2 + \frac{1}{2}k_1(y_1-y)^2 + \frac{1}{2}k_{12}(y_2-y_1)^2. \quad (8)$$

Используя (7), (8) в уравнении Лагранжа II рода, получим систему дифференциальных уравнений движения:

$$\begin{aligned} m\ddot{y} + y(k+k_1) - y_1k_1 &= kz = Q_1, \\ y(-k_1) + m_1\ddot{y}_1 + y_1(k_1+k_{12}) - k_{12}y_2 &= 0, \\ -k_{12}y_1 + m_2\ddot{y}_2 + y_2k_{12} &= 0. \end{aligned} \quad (9)$$

В таблице 1 представлены коэффициенты уравнения (9) в координатах  $y, y_1, y_2$ .

Таблица 1 – Коэффициенты уравнений (9) – рисунок 1 а

$a_{11}$	$a_{12}$	$a_{13}$
$mp^2 + k + k_1$	$-k_1$	0
$a_{21}$	$a_{22}$	$a_{23}$
$-k_1$	$m_1p^2 + k_1 + k_{12}$	$-k_{12}$
$a_{31}$	$a_{32}$	$a_{33}$
0	$-k_{12}$	$m_2p^2 + k_{12}$
$Q_1$	$Q_2$	$Q_3$
$Q_1$	0	0

Примечание:  $Q_1$  – обобщенная сила по координате  $y$ .

Структурная схема системы (рис. 1 а) приведена на рисунке 2. Структурная схема состоит из парциальной системы  $(mp^2 + k + k_1)$  объекта защиты и двух парциальных систем, присоединенных последовательно между собой гасителем колебаний с массами  $m_1$  и  $m_2$ .

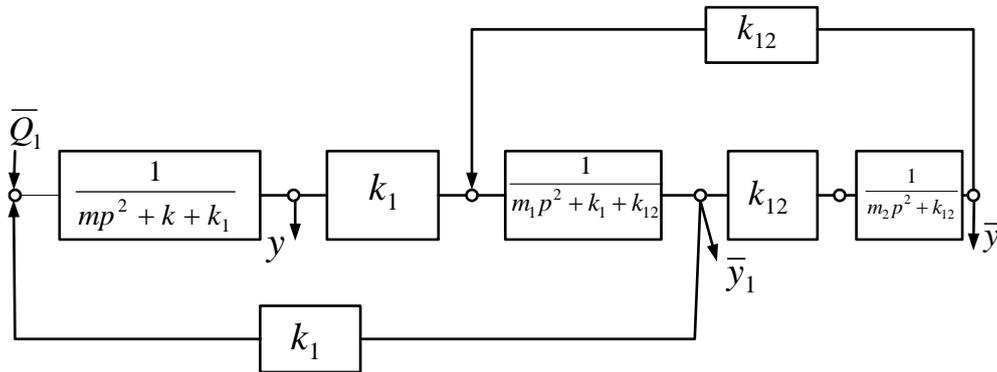


Рисунок 2 – Структурная схема виброзащитной системы, приведенной на рисунке 1а

Приведенная на рисунке 2 схема может быть преобразована в структуру с обратной положительной связью, как показано на рисунке 3, на котором объект с массой  $m$  входит в парциальную систему ВЗС:

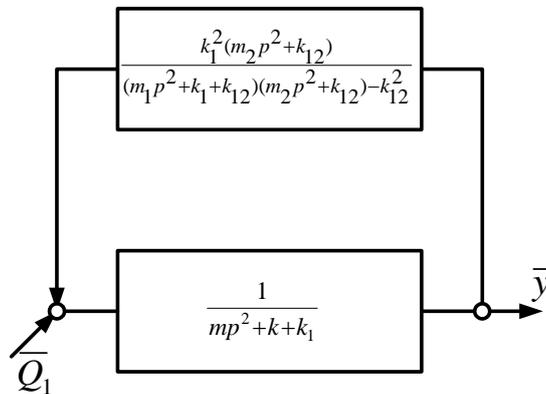


Рисунок 3 – Структурная схема системы с динамическим гасителем, состоящим из двух масс ( $m_1$  и  $m_2$ )

Из анализа структурной схемы на рисунке 3 следует, что на частоте

$$\omega_1^2 = \frac{k_{12}}{m_2} \tag{10}$$

обратная связь «обнуляется», и объект защиты совершает независимые от динамических гасителей колебаний  $m_1$  и  $m_2$  движения. В свою очередь, знаменатель передаточной функции цепи обратной связи представляет собой частотное уравнение вида

$$m_1 m_2 p^4 + p^2 [m_2 (k_1 + k_{12}) + m_1 k_{12}] + k_1 k_{12} = 0. \tag{11}$$

Корни этого уравнения можно найти

$$\omega_{дин\ 1,2}^2 = \frac{m_2 (k_1 + k_{12}) + m_1 k_{12}}{2m_1 m_2} \pm \sqrt{\frac{[m_2 (k_1 + k_{12}) + m_1 k_{12}]^2 - 4m_1 m_2 k_1 k_{12}}{4(m_1 m_2)^2}}. \tag{12}$$

При  $m_1 = m_2 = m$  (12) преобразуется к выражению вида

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{k_1 + 2k_{12}}{2m} \pm \sqrt{\frac{(k_1^2 + 4k_{12}^2)}{2m}}, \tag{13}$$

что позволяет, в частности, оценить влияние на частоты динамического гашения жесткости упругого элемента  $k_{12}$ . На этих частотах положительная обратная связь такова, что коэффициент усиления  $\rightarrow \infty$ , что обеспечивает объекту защиты  $y = 0$ , то есть режим остановки

объекта (динамическое гашение колебаний). Найдем передаточную функцию системы в целом, что дает

$$W_a(p) = \frac{\bar{y}}{\bar{Q}_1} = \frac{(m_1 p^2 + k_1 + k_{12})(m_2 p^2 + k_{12}) - k_{12}^2}{A_1}, \quad (14)$$

где

$$A_1 = (m p^2 + k_1 + k_2) \left[ (m_1 p^2 + k_1 + k_{12})(m_2 p^2 + k_{12}) - k_{12}^2 \right] - k_{12}^2 (m_2 p^2 + k_{12}) \quad (15)$$

является характеристическим уравнением для системы со структурной схемой, приведенной на рисунке 2. Из (14) следует, в частности, что частоты динамического гашения определяются из частотного уравнения числителя передаточной функции. Последнее совпадает с результатами изучения особенностей цепи обратной связи. Однако, использование структурной схемы на рисунке 3 дает возможность выделить режим динамических взаимодействий, определяемых выражением (10). Можно отметить, что этот режим соответствует движениям в противофазе для элементов гасителя  $m_1$  и  $m_2$ ; тогда как режимы динамического гашения (13) соответствуют движениям элементов  $m_1$  и  $m_2$  в фазе. Такие соотношения форм совместных колебаний связаны с проявлениями форм самоорганизации движения в системах с несколькими степенями свободы.

### **НЕСВЯЗАННЫЕ ДИНАМИЧЕСКИЕ ГАСИТЕЛИ (ПАРАЛЛЕЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЕ)**

Для расчетной схемы на рисунке 1б выражения для кинетической и потенциальной энергии имеют вид

$$T = \frac{1}{2} m \dot{y}^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{y}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{y}_2^2, \quad (16)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} k (y - z) + \frac{1}{2} k_1 (y_1 - y)^2 + \frac{1}{2} k_2 (y_2 - y)^2. \quad (17)$$

Система уравнений для ВЗС в этом случае может быть представлена:

$$\begin{aligned} m \ddot{y} + y(k + k_1 + k_2) - k_1 y_1 - k_2 y_2 &= k z = Q_1, \\ -k_1 y + m_1 p^2 \ddot{y}_1 + y_1(k_1) &= 0, \quad m_2 \ddot{y}_2 + k_2 y_2 - k_2 y = 0. \end{aligned} \quad (18)$$

Значение коэффициентов системы уравнений (18) приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Значения коэффициентов уравнений (18)

$a_{11}$	$a_{12}$	$a_{13}$
$m p^2 + k_1 + k_2 + k$	$-k_1$	$-k_2$
$a_{21}$	$a_{22}$	$a_{23}$
$-k_2$	$m_1 p^2 + k_1$	0
$a_{31}$	$a_{32}$	$a_{33}$
$-k_2$	0	$m_2 p^2 + k_2$
$Q_1$	$Q_2$	$Q_2$
$k_z$	0	0

Структурная схема виброзащитной системы, эквивалентная в динамическом отношении системе автоматического управления, представлена на рисунке 4.

Из структурной схемы на рисунке 4 а следует, что при силовом возмущении  $\bar{Q}_1$  в системе будет два режима динамического гашения на частотах:

$$\omega_{1дин}^2 = \frac{k_1}{m_1}, \quad (19) \qquad \omega_{2дин}^2 = \frac{k_2}{m_2}. \quad (20)$$

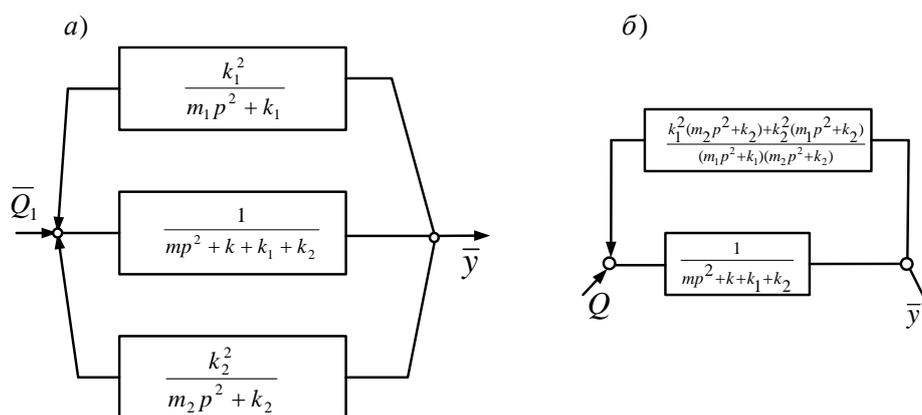


Рисунок 4 – Структурная схема виброзащитной системы с двумя независимыми гасителями  $m_1$  и  $m_2$  (рисунок 1 б)

Особенности структурной схемы ВЗС в данном случае заключаются в том, что присоединяемые массы  $m_1$  и  $m_2$  не связаны между собой и действуют в режимах динамического гашения автономно. Передаточная функция системы определяется выражением

$$W(p) = \frac{\bar{y}}{\bar{Q}} = \frac{(m_1 p^2 + k_1)(m_2 p^2 + k_2)}{(m p^2 + k_1 + k_0)(m_1 p^2 + k_1)(m_2 p^2 + k_2) - [k_1^2(m_2 p^2 + k_2) + k_2^2(m_1 p^2 + k_1)]}. \quad (21)$$

Однако, в системе на рисунке 4 б можно выделить режим, который можно получить путем приведения двух ветвей обратной связи к одной:

$$W_{don} = \frac{k_1^2}{m_1 p^2 + k_1} + \frac{k_2^2}{m_2 p^2 + k_2} = \frac{k_1^2(m_2 p^2 + k_2) + k_2^2(m_1 p^2 + k_1)}{(m_1 p^2 + k_1)(m_2 p^2 + k_2)}. \quad (22)$$

Из выражения (22) следует в частности, что обратная связь на схеме (рисунок 4 б) «обнуляется» на частоте

$$\omega_3^2 = \frac{k_1^2 k_2 + k_2^2 k_1}{k_1^2 m_2 + k_2^2 m_1}. \quad (23)$$

Такой случай соответствует движениям двух элементов  $m_1$  и  $m_2$  в противофазе, когда динамические силы уравновешиваются, а объект с массой  $m$  в рамках парциальной системы при отсутствии сил сопротивления будет двигаться независимо от движения элементов  $m_1$  и  $m_2$ . Таким образом, в системе с независимыми элементами  $m_1$  и  $m_2$  можно наблюдать такой же эффект и в системах ВЗС, приведенных на рисунке 1а. При этом выражение (23) определяет аналогичный режим, что и (10). Отметим, что парциальные системы объекта защиты в схемах на рисунке 1а и 1б отличаются друг от друга:

- в расчетной схеме (рис. 1а) парциальная частота определяется:

$$\omega_{парц1}^2 = \frac{k + k_1}{m}; \quad (24)$$

- в расчетной схеме на рисунке 1 б:

$$\omega_{парц2}^2 = \frac{k + k_1 + k_2}{m}. \quad (25)$$

Таким образом, характер связности между движениями элементов  $m_1$  и  $m_2$  имеет определенное значение, влияя и на частоты динамического гашения и на параметры состояния парциальной системы объекта.

### СВЯЗАННЫЕ ДИНАМИЧЕСКИЕ ГАСИТЕЛИ

Для виброзащитной системы, расчетная схема которой приведена на рисунке 1 в, можно, по аналогии с вышерассмотренными случаями, записать выражения для кинетической и потенциальной энергий:

$$T = \frac{1}{2}m\dot{y}^2 + \frac{1}{2}m_1\dot{y}_1^2 + \frac{1}{2}m_2\dot{y}_2^2, \quad (26)$$

$$\Pi = \frac{1}{2}k(y-z)^2 + \frac{1}{2}k_1(y_1-y)^2 + \frac{1}{2}k_{12}(y_2-y_1)^2 + \frac{1}{2}k_2(y_2-y)^2. \quad (27)$$

Система уравнений движения для ВЗС на рисунке 1в имеет вид:

$$\begin{aligned} m\ddot{y} + y(k + k_1 + k_2) - y_1k_1 - k_2y_2 &= kz = Q_1, \\ -k_1y + m_1\ddot{y}_1 + y_1(k_1 + k_{12}) - k_{12}y_2 &= 0, \\ -k_2y - k_{12}y_1 + y_2m_2 + y_2(k_2 + k_{12}) &= 0. \end{aligned} \quad (28)$$

В таблице 3 приведены коэффициенты уравнения (28).

Таблица 3 – Значения коэффициентов уравнения (28)

$a_{11}$	$a_{12}$	$a_{13}$
$mp^2 + k + k_1 + k_2$	$-k_1$	$-k_2$
$a_{21}$	$a_{22}$	$a_{23}$
$-k_1$	$m_1p^2 + k_1 + k_{12}$	$-k_{12}$
$a_{31}$	$a_{32}$	$a_{33}$
$-k_2$	$-k_{12}$	$m_2p^2 + k_2 + k_{12}$
$Q_1$	$Q_2$	$Q_3$
$kz$	0	0

Структурная схема виброзащитной системы, показанной на рисунке 1 в, представлена на рисунке 5, на которой можно было отметить по сравнению со схемой на рисунке 4. Последнее заключается в том, что элемент  $k_{12}$  не дает возможности получить упрощения в такой форме как на рисунке 4б из-за наличия непланарных связей [6]. Передаточные функции системы можно получить с помощью формул Крамера. Однако такой подход не дает возможности получить результаты в сопоставимой форме, что требует ряда дополнительных усилий.

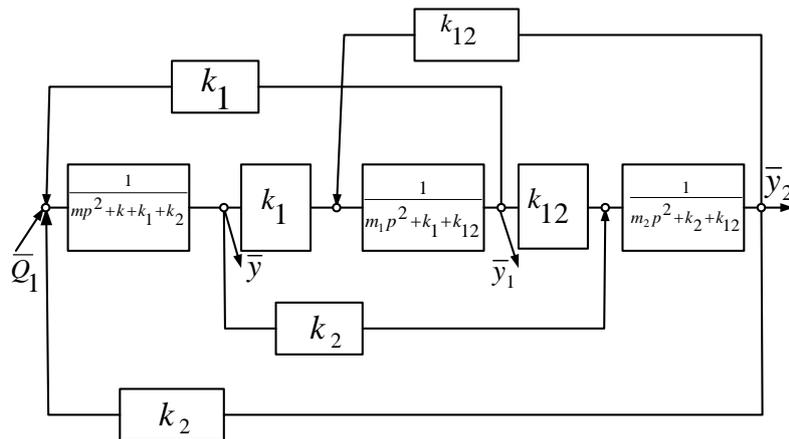


Рисунок 5 – Структурная схема динамического гасителя колебаний со связями между элементами  $m_1$  и  $m_2$

Для дальнейших расчетов найдем передаточную функцию

$$W(p) = \frac{\bar{y}}{Q_1} = \frac{a_{22}a_{33} - a_{23}^2}{A}. \quad (29)$$

Запишем (29) в развернутом виде, полагая, что

$$A = a_{11}a_{22}a_{33} - a_{11}a_{23}^2 - a_{22}a_{13}^2 - a_{33}a_{12}^2 + 2a_{12}a_{23}a_{31}, \text{ тогда}$$

$$W(p) = \frac{\bar{y}}{Q_1} = \frac{1}{a_{11} - \frac{a_{22}a_{13}^2}{[\ ]} - \frac{a_{33}a_{12}^2}{[\ ]} + \frac{2a_{12}a_{23}a_{31}}{[\ ]}}, \quad (30)$$

здесь  $[\ ] = a_{22}a_{33} - a_{23}^2$ . Приведем структурную схему на рисунке 5 к виду, как показано на рисунке 6.

Из частотного уравнения числителя (30) можно найти частоты динамического гашения. Это уравнение имеет вид:

$$(mp + k + k)(mp + k + k) - k_{12}^2 = 0. \quad (31)$$

Отметим также, что система имеет режим, при котором объект  $m$  может двигаться независимо от движения по  $y_1$  и  $y_2$ :

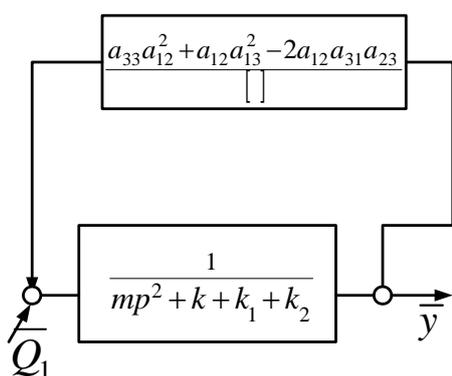


Рисунок 6 – Структурная схема ВЗС с двумя связанными динамическими гасителями колебаний

$$\omega_4^2 = \frac{k_{12}(k_1 - k_2)^2 + k_1k_2(k_1 + k_2)}{m_1k_2^2 + m_2k_1^2}. \quad (32)$$

Из (32) можно отметить случай, когда  $k_1 - k_2 = 0$  создает такой же эффект, что и  $k_{12} = 0$ , однако, этот случай касается только режима независимого движения по координате  $y$ . Если  $k_{12} = 0$ , то передаточная функция обратной связи примет вид:

$$W(p) = \frac{\bar{y}}{Q_2} = \frac{k_2^2(m_1p^2 + k_1) + (m_2p^2 + k_2)k_1^2}{(m_1p^2 + k_1)(m_2p^2 + k_2)},$$

и соответствует структурной схеме на рисунке 4.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Учет связности в движениях динамических гасителей  $m_1$  и  $m_2$  изменяет параметры режима динамического гашения и других, но, в целом, динамические свойства системы остаются теми же, если иметь в виду число резонансов и число режимов динамического гашения.

Вместе с тем, определенную роль играет конструктивно-техническое оформление ВЗС. На рисунке 7 а,б показаны варианты исполнения системы.

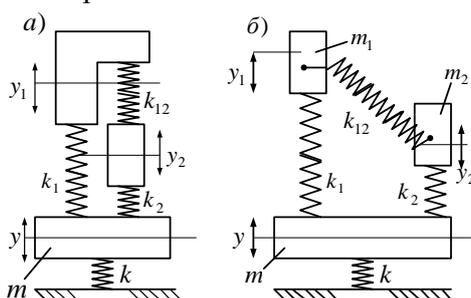


Рисунок 7 – Возможные варианты реализации связного динамического гашения а) движение по одной вертикали; б) движение на параллельных вертикалях

Приведенные на рисунке 7 варианты одинаковы, если движения будут малыми. Однако вариант на рисунке 7 б при увеличении амплитуды колебаний масс, что характерно для динамических гасителей колебаний, будет приобретать нелинейные свойства по мере увеличения амплитуды относительных колебаний  $y_1 - y_2$ .

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Корнев, Б.Г. Динамические гасители колебаний / Б.Г. Корнев, П.М. Резников. – Теория и технические приложения. М.: Наука, 1968. – 515 с.

2. Елисеев, С.В. Динамические гасители колебаний / С.В. Елисеев, Г.П. Нерубенко. – Новосибирск: Наука, 1982. – 140 с.
3. Карамышкин, В.В. Динамические гасители колебаний / В.В. Карамышкин. – Л.: Машиностроение, 1988. – 108 с.
4. Елисеев, С.В. Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем / С.В. Елисеев, Ю.Н. Резник, А.П. Хоменко. – Новосибирск: Наука. – 2011. – 394 с.
5. Дружинский, И.А. Механические цепи / И.А. Дружинский. – Ленинград: Машиностроение, 1977. – 240 с.
6. Елисеев, С.В. Непланарность в структурных аналогах механических систем с межкоординатными связями / С.В. Елисеев, А.П. Хоменко. – Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. Вып. 4 (32). – Иркутск: ИрГУПС, 2011. – С. 8-17.

**Елисеев Сергей Викторович**

ФГБОУ ВПО «Иркутский государственный университет путей сообщения», г. Иркутск  
Доктор технических наук, профессор, директор НОЦ СТСАМ  
тел.: 8-902-5-665-129,  
e-mail: eliseev\_s@inbox.ru

**Хоменко Андрей Павлович**

ФГБОУ ВПО «Иркутский государственный университет путей сообщения», г. Иркутск  
Доктор технических наук, профессор, ректор ИрГУПС.  
тел.: 8(3952)638-311

---

S.V. ELISEEV, A.P. KHOMENKO

**THEORETICAL BASIS OF DYNAMICAL ABSORPTION  
OF OSCILLATION IN SYSTEM: «OBJECT OF PROTECTION –  
ADDITIONAL FEED-BACK CONTROL TIE AS MECHANICAL CHAIN»**

*Questions of creature of mathematical models of vibroprotection systems with object and two dynamical absorbers are considered. It shown that the system get two regimes of dynamical absorption and special regime of movement of two dynamical absorbers in anti-phase. Analytical conditions for definition of frequencies are offered.*

**Keywords:** dynamical absorption of oscillation, regimes of dynamical absorption of oscillation on two frequencies, connected movement for two dynamical absorbers of oscillation.

**BIBLIOGRAPHY**

1. Korenev, B.G. Dinamicheskie gasiteli kolebanij / B.G. Korenev, P.M. Reznikov. – Teorija i tehniche-skie prilozhenija. M.: Nauka, 1968. – 515 s.
2. Eliseev, S.V. Dinamicheskie gasiteli kolebanij / S.V. Eliseev, G.P. Nerubenko. – Novosibirsk: Nauka, 1982. – 140 s.
3. Karamyshkin, V.V. Dinamicheskie gasiteli kolebanij / V.V. Karamyshkin. – L.: Mashinostroenie, 1988. – 108 s.
4. Eliseev, S.V. Mehatronnye podhody v dinamike mehanicheskikh kolebatel'nyh sistem / S.V. Elise-ev, Ju.N. Reznik, A.P. Homenko. – Novosibirsk: Nauka. – 2011. – 394 s.
5. Druzhinskij, I.A. Mehanicheskie cepi / I.A. Druzhinskij. – Leningrad: Mashinostroenie, 1977. – 240 s.
6. Eliseev, S.V. Neplanarnost' v strukturnyh analogah mehanicheskikh sistem s mezhkoordinatnymi svjazjami / S.V. Eliseev, A.P. Homenko. – Sovremennye tehnologii. Sistemnyj analiz. Modelirovanie. Vyp. 4 (32). – Irkutsk: IrGUPS, 2011. – S. 8-17.

**Eliseev Sergey Viktorovich**

«Irkutsk state University of railway transport», str. Irkutsk  
Doctor of technical Sciences, Professor, Director of REC CTCAM  
tel.: 8-902-5-665-129,  
e-mail: eliseev\_s@inbox.ru

**Khomenko Andrey Pavlovich**

«Irkutsk state University of railway transport», str. Irkutsk  
Doctor of technical Sciences, Professor, rector  
tel.: 8(3952)638-311

# КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТЫ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.438:621.822

С.А. БУКАТЫЙ, Д.П. ЛЁШИН

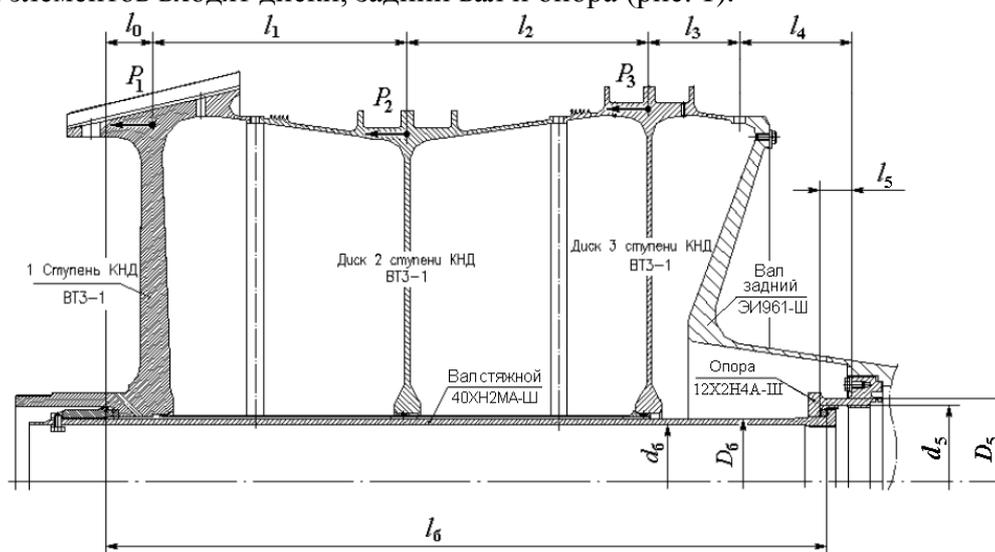
## РАСЧЁТ СТЯЖНОГО ВАЛА КОМПРЕССОРА ГТД СЕМЕЙСТВА Д-30К МЕТОДОМ ЭКВИВАЛЕНТНОЙ ЖЁСТКОСТИ

*В статье рассматривается комбинированный метод расчёта стяжного вала, составляющего вместе с ротором компрессора сложную статически неопределимую систему. Предлагается с помощью одного конечно-элементного расчёта определять эквивалентные жёсткости всех элементов системы. Дальнейший расчёт основан на классическом подходе – условиях равновесия и совместности деформаций элементов ротора и стяжного вала.*

**Ключевые слова:** *стяжной вал, ротор компрессора, статически неопределимая система, метод эквивалентной жёсткости, оптимизация размеров и свойств при подборе материала.*

Стяжной вал и ротор компрессора низкого давления (КНД) составляют сложную статически неопределимую и предварительно напряжённую систему, элементы которой работают на изгиб с растяжением-сжатием. При запуске и последующей работе двигателя на различных режимах в зависимости от температуры  $T$ , газодинамических сил  $P$ , температурных коэффициентов линейного расширения (ТКЛР) материалов и жёсткости составляющих элементов ротора и вала происходит изменение начального усилия затяжки  $N_0$  в широких пределах. Раскрытие статической неопределимости с оптимизацией размеров и необходимых свойств материала стяжного вала представляет собой сложный и трудоёмкий многошаговый КЭ-расчёт. Поэтому в данной работе предлагается комбинированный метод, в котором используются КЭ-модели для сложных элементов, работающих одновременно на изгиб и растяжение-сжатие, и расчётная схема в виде полого или сплошного цилиндра для стяжного вала и опоры, работающих только на растяжение.

В соответствии с принципом независимости действия сил предлагается осуществлять однократный КЭ-расчёт ротора без вала как статически определимой системы для определения эквивалентных жёсткостей составляющих его элементов. Для ротора КНД, например, в число таких элементов входят диски, задний вал и опора (рис. 1).



**Рисунок 1 – Схема элементов ротора КНД**

Дальнейший расчёт основан на классическом подходе, использующем условия равновесия и совместности деформаций ротора и рассчитываемого элемента – стяжного вала. По-

лучаемые при этом выражения, в которых деформации ротора определяются на основе эквивалентных жёсткостей, позволяют легко и быстро вычислять искомые силы в вале от температурных и газодинамических воздействий с применением пакетов Mathcad или Excel. После определения усилия  $N_0$  можно продолжить уточнённые КЭ-расчёты элементов ротора в условиях статической определимости.

Расчёт стяжного вала и опоры, испытывающих только растяжение, можно сделать аналитическим методом. Удлинение вала или опоры длиной  $l$ , растянутых силой  $N$ , представим в следующем виде

$$\Delta l = \frac{N \cdot l}{E \cdot F} = \frac{N \cdot l}{G}, \quad (1)$$

где  $E$  – модуль упругости материала;

$F$  – площадь поперечного сечения;

$G = E \cdot F$  – эквивалентная жёсткость вала, являющегося деталью простой формы.

Из (1) получаем выражение для эквивалентной жёсткости на растяжение-сжатие, которое применимо к любым деталям или участкам деталей длиной  $l$

$$G = \frac{N \cdot l}{\Delta l}. \quad (2)$$

Для сложных деталей или конструкций, например дисков или вала заднего, составляющих ротор и испытывающих растяжение-сжатие с изгибом, необходимо сначала для каждого участка длиной  $l_i$  определить методом КЭ или экспериментально абсолютную осевую деформацию  $\Delta l_i$  от действия некоторой фиксированной силы  $N$ . Величину  $N$  можно принять соизмеримой с усилием  $N_0$ . Тогда эквивалентная жёсткость  $i$ -го участка в соответствии с (2) определяется выражением

$$G_i = \frac{N \cdot l_i}{\Delta l_i}. \quad (3)$$

В нашем случае расчёт удлинения участков дисков ротора  $\Delta l_i$  будем проводить методом КЭ. Границы участков определяются по точкам приложения сосредоточенных сил, равных равнодействующим газодинамических сил, действующих на лопатки дисков (рис. 1). Жёсткости опоры и вала обозначим соответственно

$$G_5 = E_5 \cdot F_5, \quad G_6 = E_6 \cdot F_6, \quad (4)$$

где кольцевые площади поперечных сечений стяжного вала и опоры определяются выражениями

$$F = \frac{\pi D^2}{4} (1 - \gamma^2), \quad \gamma = \frac{d}{D}, \quad (5)$$

$d$  и  $D$  – внутренний и наружный диаметры сечения.

В соответствии с принципом независимости действия сил расчёт изменения начального усилия затяжки стяжного вала и опоры  $N_0$  от воздействия температуры и газовых сил, действующих на диски, можно осуществлять по отдельности. Из условия равновесия элементов ротора получаем следующие расчётные схемы ротора и стяжного вала (рис. 2). Здесь  $\Delta N_t$  – величина изменения начального осевого усилия при нагревании. В соответствии с условием совместности деформаций уравнение перемещений ротора  $\Delta l_{p,t}$  и вала  $\Delta l_{6,t}$  имеет вид

$$\Delta l_{p,t} = \Delta l_{a,t}, \quad (6)$$

где

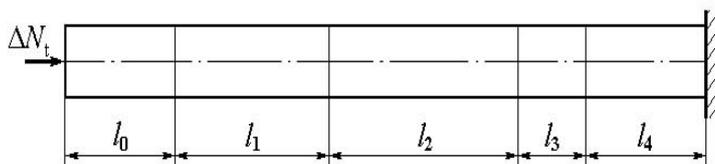
$$\Delta l_{p,t} = -\Delta N_t \cdot \sum_{i=0}^4 \frac{l_i}{G_i} + \sum_{i=0}^4 \alpha_i \cdot \Delta t_i \cdot l_i, \quad (7)$$

$$\Delta l_{6,t} = \Delta N_t \cdot \sum_{i=5}^6 \frac{l_i}{G_i} + \sum_{i=5}^6 \alpha_i \cdot \Delta t_i \cdot l_i, \quad (8)$$

$G_i$  – эквивалентные жёсткости соответствующих участков ротора;

$\alpha_i$  и  $\Delta t_i$  – соответственно ТКЛР материалов и средние значения изменения температуры дисков и вала.

Расчётная схема ротора



Расчётная схема стяжного вала с опорой

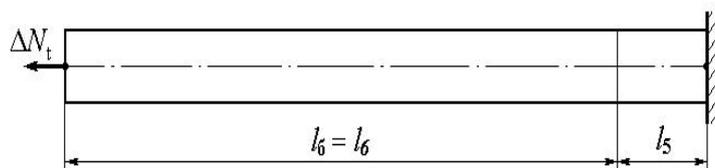


Рисунок 2 – Схемы ротора и стяжного вала

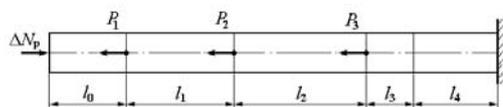


Рисунок 3 – Расчётная схема ротора

где

$$\Delta l_{\delta, P} = -\Delta N_P \cdot \sum_{i=0}^4 \frac{l_i}{G_i} + \sum_{j=1}^3 P_j \cdot \sum_{i=j}^4 \frac{l_i}{G_i}, \quad \Delta l_{\delta, P} = \Delta N_P \cdot \sum_{i=5}^6 \frac{l_i}{G_i} \quad (11)$$

Тогда величина  $\Delta N_P$  будет равна

$$\Delta N_P = \frac{\sum_{j=1}^3 P_j \cdot \sum_{i=j}^4 \frac{l_i}{G_i}}{\sum_{i=0}^6 \frac{l_i}{G_i}} \quad (12)$$

В окончательном виде сила, действующая в стяжном валу равна

$$N = N_0 + N_t + N_D \quad (13)$$

Решив уравнение (6) с учётом (7 и 8), получаем следующую величину  $\Delta N_t$ :

$$\Delta N_t = \frac{\sum_{i=0}^4 \alpha_i \cdot \Delta t_i \cdot l_i - \sum_{i=5}^6 \alpha_i \cdot \Delta t_i \cdot l_i}{\sum_{i=0}^6 \frac{l_i}{G_i}} \quad (9)$$

Газодинамические силы  $P_j$  получим, умножив силу  $p_j$ , действующую на одну лопатку, на количество лопаток в диске  $n_j$ :  $P_j = p_j \cdot n_j$ .

Силы  $P_j$  приводят к изменению осевой силы стяжного вала на величину  $\Delta N_P$ . В этом случае расчётная схема вала с опорой остаётся прежней при замене силы  $\Delta N_t$  на  $\Delta N_P$ , а расчётная схема ротора имеет вид (рис. 3).

По аналогии с (6) уравнение перемещений запишем в виде

$$\Delta l_{\delta, P} = \Delta l_{\delta, P}, \quad (10)$$

Таблица 1

№ Участка	Длина участка $l_i \cdot 10^3, \text{ м}$	Деформации участков $\Delta l_i \cdot 10^3, \text{ м}$	Эквивалентная жёсткость $G_i \cdot 10^{-6}, \text{ Нм/м}$
0	27,7	0,842	5,083
1	213,7	0,007	4717
2	204,1	0,030	1051
3	79,9	0,088	140,3
4	94,5	0,440	33,18

Таблица 2 – Результаты расчёта перераспределения усилий

Усилие	При изменении температуры $\Delta t = 89 \text{ К}$	При изменении температуры $\Delta t = 70 \text{ К}$
$N_0, \text{ КН}$	200,399	200,399
$\Delta N_t, \text{ КН}$	-4,887	0,853
$\Delta N_P, \text{ КН}$	19,683	19,683
$N, \text{ КН}$	215,190	220,925

В полученных выше выражениях пределы изменения индексов  $i$  и  $j$  зависят от общего количества элементов –  $i$  и количества ступеней –  $j$ , составляющих ротор КНД.

В соответствии с выражением (3) определение эквивалентных жёсткостей осуществляли на основе КЭ модели элементов ротора – дисков и заднего вала ГТД Д30-КП, работающих на растяжение-сжатие с изгибом. При создании модели были использованы элементы типа Solid 45. Размеры участков ротора  $l_i$  и результаты расчёта деформаций  $\Delta l_i$  и эквивалентных жёсткостей  $G_i$  при действии заданной силы  $N = 154,5$  Кн приведены в таблице 1. Результаты примерных расчётов перераспределения усилий – при  $\Delta t = 89$  К (рабочий вариант) и при  $\Delta t = 70$  К (сравнительный вариант) в системе Mathcad приведены в таблице 2.

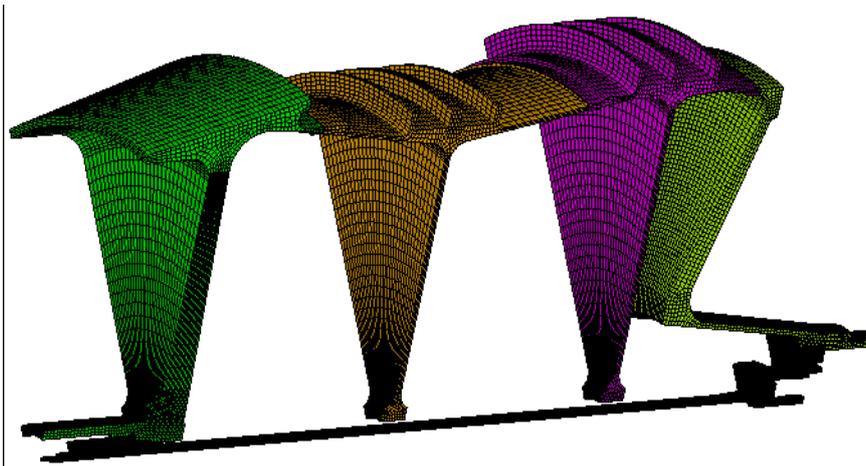


Рисунок 4 – Конечно-элементная модель ротора КНД

Видно, что изменение температуры стяжного вала всего на 19 К до 70 К приводит к существенному изменению усилия  $N$ . При этом изменяется не только величина, но и знак температурной составляющей усилия  $\Delta N_t$ .

Для сопоставления результатов расчёта по данной методике и методом КЭ использовалась модель ротора КНД в виде сектора, полученного сечением двумя меридиональными плоскостями симметрии шлиц зубчатого венца на внутренней цилиндрической поверхности стяжного вала (рис. 4). Контактное взаимодействие между деталями смоделировано контактными элементами «поверхность-поверхность» CONTA174 и TARGET170. Расчет НДС при  $N_0 = 200,399$  Кн и  $\Delta t = 89$  К выполнен за несколько шагов нагружения, имитирующих последовательность нагружения стяжного вала в реальных условиях его работы. Генерирование напряжений в исследуемом валу от стяжки ротора реализовано в математической модели в первых двух шагах нагружения. На первом шаге к опорному буртику цапфы диска 1 ступени КНД прикладывается распределённая осевая нагрузка, имитирующая давление прессы. Стяжной вал при этом находится в свободном состоянии. На втором шаге нагружения распределённая нагрузка снимается, а на узлы резьбового участка гайки и противолежащие им узлы резьбового участка стяжного вала накладывается условие совместности осевых перемещений посредством CP-связей. Значение осевой нагрузки на первом шаге нагружения подбиралось путем последовательных итераций из условия обеспечения максимально допустимого удлинения стяжного болта – 1,03 мм по результатам расчёта второго шага. Искомое значение нагрузки составило  $F_{ос} = 246,23$  Кн. Полученные по результатам первых двух шагов нагружения осевые напряжения от стяжки ротора составили для цилиндрической части стяжного вала  $\sigma_{ос} = 337,46$  МПа, что соответствует осевой нагрузке  $N = 200,399$  Кн.

На третьем шаге нагружения выполнен расчёт ротора КНД в поле центробежных сил инерции от вращения ротора и газодинамических нагрузок от перепада давления на ступенях на взлётном режиме работы двигателя, а также с наложением температурного поля, соответствующего расчётному режиму (рис. 5).

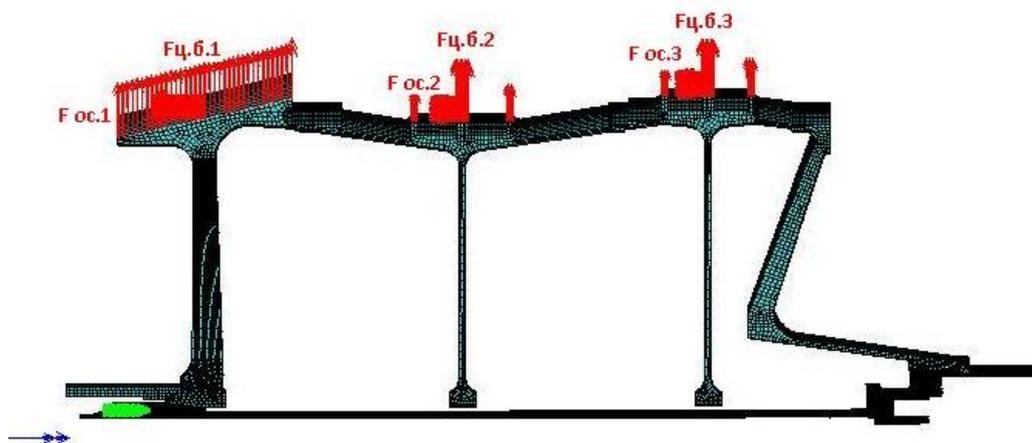


Рисунок 5 – Нагрузки третьего шага нагружения

Полученные по результатам расчёта на третьем шаге нагружения осевые напряжения составили для цилиндрической части стяжного вала  $\sigma_{ос} = 364$  МПа, что соответствует осевой нагрузке  $N = 216,48$  Кн. Результат расчёта комбинированным методом в системе Mathcad – 215,190 Кн. Различие результатов составляет  $\sim 0,6\%$ , что подтверждает эффективность и достаточно высокую точность комбинированного метода расчёта.

**Букатый Станислав Алексеевич**

ФГОУ ВПО «Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьёва»

Доктор технических наук, профессор

Тел: (4855) 210-374; +7 9108137542

E-mail: bukaty\_sa@mail.ru

**Лёшин Дмитрий Павлович**

ОАО НПО «Сатурн», ФГОУ ВПО «Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьёва»

Инженер 1-й категории конструкторского отдела АиУР, аспирант

Тел: (4855) 296-012; +7 9611550448

E-mail: bukaty\_sa@mail.ru

S.A. BUKATYI, D.P. LESHIN

## ANALYSIS OF THE COUPLING SHAFT OF THE GAS TURBINE COMPRESSOR OF D-30 FAMILY BY THE METHOD OF EQUIVALENT RIGIDITY

*The combined method of analysis of the coupling shaft making together with a rotor of the compressor complex statically indeterminate system is considered here. The method allows to determine the equivalent rigidity for all components of the system by means of one finite element analysis. Further solutions are based on a classical approach – equilibrium condition and consistency of deformations of elements of a rotor and a coupling shaft.*

**Keywords:** *coupling shaft, rotor of the compressor, statically indeterminate system, method of equivalent rigidity, optimization of size and behavior under the selection of the material.*

**Bukatyi Stanislav Alekseevich**

Doctor of Technical Sciences, Professor of FSEE HPE «Rybinsk State Aviation Technical University in the name of P.A. Solovyev»

Phone: (4855) 210-374; +7 9108137542

E-mail: bukaty\_sa@mail.ru

**Leshin Dmitriy Pavlovich**

Engineer of Design Department of the Analysis and Management of a Resource "NPO"Saturn" Inc., Graduate student of FSEE HPE «Rybinsk State Aviation Technical University in the name of P.A. Solovyev»

Phone: (4855) 296-012 ; +7 9051320205

E-mail: bukaty\_sa@mail.ru

Р.Н. ПОЛЯКОВ

## УВЕЛИЧЕНИЕ РЕСУРСА ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ ОПОР ВАЛКОВ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ ЗА СЧЕТ СОВМЕЩЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И СКОЛЬЖЕНИЯ

*В статье описываются возможности улучшения рабочих характеристик опорных узлов за счет совмещения подшипников качения и скольжения, а также приводится обоснование повышения ресурса и пример практического расчета комбинированного опорного узла валков прокатного стана.*

**Ключевые слова:** подшипники качения, подшипник скольжения, валки прокатного стана, ресурс, жесткость, демпфирование.

### 1 НАПРАВЛЕНИЯ УЛУЧШЕНИЯ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Надежность функционирования роторных машин энергетического и транспортного машиностроения (насосы, компрессоры, детандеры и др.) в определенной мере определяется работоспособностью опорных узлов. По вполне объективным причинам наибольшее распространение в технических системах в качестве опор роторов получили подшипники качения (ПК). Однако существуют целые классы роторных машин, в которых применение подшипников скольжения (ПС) является предпочтительным. В первую очередь, это относится к силовым энергетическим установкам и высокоскоростным агрегатам с турбинным или электрическим приводом, то есть там, где режимные и эксплуатационные параметры машины выходят за пределы применимости ПК, например, по параметру предельной быстроходности. Долговечность работы ПС в режиме жидкостного трения теоретически не ограничена, а наибольшие сложности связаны с обеспечением безызносного функционирования на этапах пуска и останова. Перспективным решением этой проблемы, с точки зрения повышения надежности, является применение комбинированных опор (КО), представляющих собой совмещенные подшипники качения и скольжения. Конструкции комбинированных опор и принципы их действия повышают надежность опорного узла за счет разделения и/или дублирования функций подшипников на различных режимах работы, что приводит к выполнению основных критериев работоспособности даже при существенном ужесточении эксплуатационных требований к опорным узлам.

Выделяют два принципиально различных способа построения комбинированных опор: разделение нагрузок (параллельная схема) (рис. 1а,в) и разделение скоростей (последовательная схема) (рис. 1б). В зависимости от типов комбинируемых ПК и ПС комбинированные опоры могут воспринимать радиальную, осевую и смешанную нагрузку.

Принцип работы комбинированной опоры, функционирующей по принципу разделения нагрузок (КОРН), заключается в том, что на основном рабочем режиме ПК работает с меньшей нагрузкой по сравнению с его одиночной постановкой. Разгрузка ПК осуществляется за счет возникновения гидродинамических или гидростатических реакций ПС. Комбинированная опора с разделением скоростей (КОРС) обеспечивает вращение ротора в режиме пуска-останова в ПК, а по мере увеличения скорости вращения и роста реакции ПС, опора качения из работы выключается и передача нагрузки на корпус осуществляется через смазочный слой ПС (рис. 1б). Выключение ПК из работы достигается при сочетании определенных геометрических и рабочих параметрах опорного узла или применением специальных переключателей.

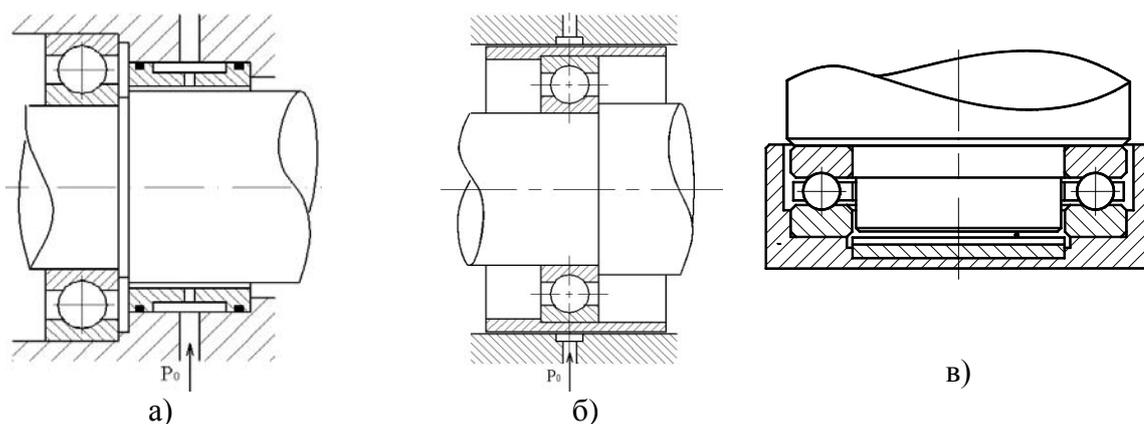


Рисунок 1 – Схемы комбинированных опор

Механизм работы комбинированной опоры с разделением нагрузок предполагает улучшение рабочих характеристик всего опорного узла по следующим направлениям [1]:

1) *обеспечение безызносного режима работы подшипника скольжения* – конструктивно закладывается, чтобы номинальный зазор в ПС гарантированно обеспечивал режим жидкостного трения, причем также имеется возможность за счет варьирования эксцентриситетом положения втулки ПС относительно оси вала воспринимать внешнюю нагрузку не только по величине, но и по направлению;

2) *повышение долговечности подшипника качения* – разгрузка ПК за счет реакции ПС приводит к повышению его долговечности, а, следовательно, и всего опорного узла, так как долговечность ПС в режиме жидкостного трения неограниченна;

3) *увеличение нагрузочной способности опорного узла* формируется за счет дублирования функции передачи внешней нагрузки на корпус одновременно через тела качения и смазочный слой ПС;

4) *повышение быстроходности опорного узла по сравнению с одиночной постановкой подшипника качения* – данный эффект объясняется тем, что за счет увеличения нагрузочной способности опорного узла можно выбрать ПК более легкой серии по наружному диаметру или меньших размеров, то есть взять ПК с большей предельной быстроходностью;

5) *уменьшение момента трения в опорном узле* – при определенных сочетаниях рабочих и геометрических параметров опорного узла, особенно для тяжело нагруженных роторов, возможно получение меньшего момента трения по сравнению с одиночной постановкой подшипника скольжения или качения;

6) *увеличение жесткости опорного узла* формируется за счет дублирования функции восприятия внешней нагрузки одновременно телами качения и смазочным слоем ПС;

7) *улучшение динамических характеристик* по сравнению с одиночной постановкой ПК за счет существенного демпфирования со стороны смазочного слоя ПС;

8) *улучшение смазочного и теплового режима подшипника качения* за счет системы подачи смазочного материала ПС.

## 2 РЕСУРС КОРН

Механизм работы КОРН обуславливает то, что долговечность такого опорного узла будет целиком определяться долговечностью ПК. Классическая теория долговечности подшипника качения была разработана Г.Лундбергом и А.Пальмгреном и в усовершенствованном виде составляет основу международных и отечественных стандартов по расчету подшипников качения [2]:

$$L_n = a_1 a_{23} \left( \frac{C_o}{F_\Sigma} \right)^k, \text{ [час]} \quad (1)$$

где  $a_1$  – коэффициент надежности;

$a_{23}$  – коэффициент смазки и материала;

$k$  – показатель степени, отражающий геометрию контакта «тело качения – кольцо подшипника» ( $k=3$  – для шарикоподшипников,  $k=10/3$  – для роликоподшипников);

$C_d$  – динамическая грузоподъемность подшипника качения;

$F_{\Sigma}$  – эквивалентная нагрузка на подшипник.

Фактически данная методика остается неизменной на протяжении многих лет, и ее совершенствование ведется в направлении уточнения коэффициента  $a_{23}$ .

Эквивалентная нагрузка на подшипник:

$$F_{\Sigma} = (XV F_r + Y F_a) K_B K_T, \quad (2)$$

где  $F_r, F_a$  – радиальная и осевая нагрузка, приведенные к подшипнику;

$X, Y$  – коэффициенты, учитывающие разное повреждающее действие радиальной и осевой нагрузки, определяются в зависимости от соотношения  $F_r/C_0$ , здесь  $C_0$  – статическая грузоподъемность ПК;

$V$  – коэффициент вращения;

$K_B, K_T$  – коэффициенты безопасности и температуры.

Очевидно, что при постановке подшипника качения и скольжения по параллельной схеме вектор радиальной нагрузки на ПК  $\bar{F}_r$  будет складываться из векторов внешней нагрузки  $\bar{Q}$  и реакции подшипника скольжения  $\bar{R}^{ПС}$ :

$$\bar{F}_r = \bar{Q} + \bar{R}^{ПС}.$$

Несмотря на всю логичность и обоснованность такого математического трактования принципа действия комбинированной опоры с разделением нагрузок могут возникать случаи, имеющие характер нонсенса. Например, в случае чисто радиальной опоры, можно подобрать такие параметры ПС, при которых в статической постановке задачи будет выполняться условие:

$$Q = R^{ПС}. \quad (3)$$

Таким образом, получится, что  $F_{\Sigma} = 0$ , а долговечность – стремиться к бесконечности, что фактически невозможно.

В работе Хановича М.Г. предложен подход, основанный на предположении, что нагрузка на подшипник с момента пуска уменьшается по линейной зависимости:

$$F_r = F_{r \max} \left( 1 - \frac{n}{n_{вспл}} \right), \quad (4)$$

где  $F_r, n$  – текущие нагрузка и частота вращения;

$F_{r \max}$  – максимальная нагрузка при трогании;

$n_{вспл}$  – частота вращения всплывания, начиная с которой происходит полное нагружение подшипника скольжения и полное разгружение подшипника качения, то есть при  $n = n_{вспл}$  формула (4) эквивалентна (3).

Но, затем делается вывод о том, что скорость всплытия составляет небольшую долю (5÷20%) от максимальной эксплуатационной скорости и, кроме того, при всех скоростях, превышающих скорость всплытия, подшипник качения разгружен. Данный вывод является ошибочным. Очевидно, что при скоростях больших скорости всплытия, то есть соответствующей оптимальному режиму ( $Q = R^{ПС}$ ) работы КОРН, реакция подшипника скольжения превысит внешнюю нагрузку и начнет нагружать ПК в противоположном направлении. И при неправильном выборе параметров совмещаемых подшипников не исключен такой случай, когда гидродинамическая реакция ПС будет больше, чем внешняя нагрузка.

Можно констатировать, что данные подходы ошибочны и не могут дать адекватного ответа на вопрос о выборе ПК при его работе в параллельной комбинации с ПС по грузоподъемности или расчете его долговечности при уже заданном ПК. Это связано с тем, что данные подходы не учитывают длительность и характер переходных режимов, то есть когда ПК переходит из режима полной нагруженности в разгруженный режим, пульсации реакций ПС в результате поперечных колебаний ротора и, соответствующие этому, пульсации внешней нагрузки на ПК, а также действие центробежных сил.

Для учета данных процессов автор предлагает подход, основанный на интегральной оценке нагруженности ПК при его одиночной постановке и при его работе в комбинации по параллельной схеме с ПС. Основываясь на механизме работы КОРН, можно представить график нагруженности ПК при его одиночной постановке и при работе в комбинации с ПС в виде кривых, представленных на рисунке 2.

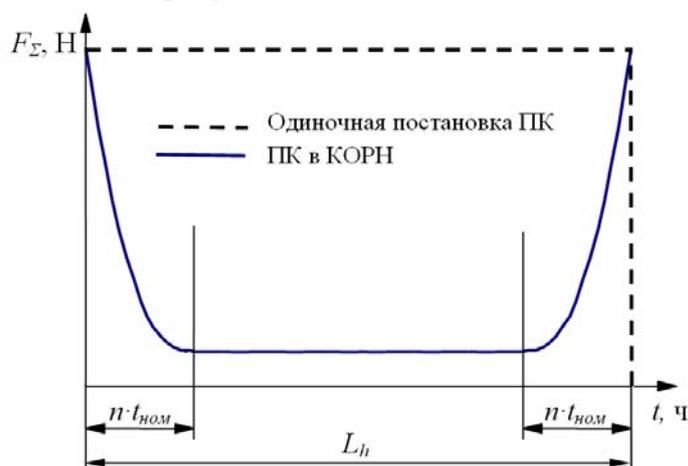


Рисунок 2 – График нагруженности ПК

Для того чтобы учесть характер и длительность переходного процесса предлагается использовать характерные функции разгона:

1) для агрегатов с приводом от электродвигателя (ЭД) можно использовать S-образную кривую:

$$\omega = \frac{A}{1 + e^{at+b}}, \quad a = \frac{2}{t} \ln \frac{eps}{A + eps}, \quad b = \ln \frac{(A + eps)^2}{(A - eps)eps},$$

где  $A = \omega_{НОМ} - \omega_0$ , здесь  $\omega_{НОМ}$  – угловая скорость ротора на основном режиме;  $\omega_0$  – начальная скорость ротора;  $eps$  – малый параметр;

2) для агрегатов с турбинным приводом (ТБ) можно использовать U-образную кривую, определяемую в зависимости от рабочих параметров роторной машины:

$$\omega = 2\omega_{НОМ} \left( \exp \frac{3M_{НОМ}}{\omega_{НОМ} J_{\rho}} t - 1 \right) / \left( 1 + 2 \exp \frac{3M_{НОМ}}{\omega_{НОМ} J_{\rho}} t \right),$$

где  $M_{НОМ}$  – номинальный момент вращения;

$J_{\rho}$  – полярный момент инерции ротора;

3) в случае, когда закон разгона неизвестен кроме скорости рабочего режима и времени разгона, можно использовать упрощенную линейную характеристику:

$$\begin{cases} \omega = \frac{\omega_{НОМ}}{t_{НОМ}} t & \text{при } 0 \leq t < t_{НОМ}, \\ \omega = \omega_{НОМ} & \text{при } t_{НОМ} \leq t. \end{cases}$$

При расчете подшипника качения, входящего в состав КОРН, предлагается рассчитывать  $F_{\Sigma}$  по обычным правилам, то есть для входящих в формулу  $F_r$  и  $F_a$  подставлять только внешнюю нагрузку, а учет режимов разгона, степени разгрузки ПК в КОРН вести с помощью коэффициента влияния на долговечность  $k_L$ , который показывает во сколько раз площадь полнонагруженного ПК ( $F_r \times L_h$ ) будет больше площади кривой нагрузки для ПК в КОРН (рис. 2). То есть можно записать:

$$k_L = \frac{(Q - R^{ПС})L_h + 2R^{ПС} n t_{НОМ} \int_0^{t_{НОМ}} \omega(t) dt}{QL_h}.$$

Введем следующие обозначения:

$$k_F = R^{ПК}/Q \text{ – коэффициент разгруженности,} \quad (5)$$

здесь  $Q$  – внешняя нагрузка,  $R^{ПК}$  – реакция подшипника скольжения;

$$k_\omega = 2n \int_0^{t_{ном}} \omega(t) dt / \omega_{ном} L_h \text{ – коэффициент характера и длительности переходного режима,} \quad (6)$$

здесь  $\omega_{ном}$  – угловая скорость ротора на основном рабочем режиме;  $t_{ном}$  – время разгона ротора от 0 до скорости основного рабочего режима;  $\omega(t)$  – функция разгона ротора до основного режима;  $n$  – число пусков-остановов.

Тогда коэффициент влияния на долговечность  $k_L$  запишется:

$$k_L = 1 - k_F + k_F k_\omega. \quad (7)$$

Также следует отметить, что в идеале необходимо учитывать центробежные силы, но как отмечено в [3] этот имеет существенное влияние только в высокоскоростных роторных системах, а предпочтительной областью применения КОРН являются низкоскоростные тяжело нагруженные роторные машины.

Таким образом, формула (1) для расчета долговечности ПК при его работе в комбинации с ПС по последовательной схеме примет вид [4]:

$$L_h = a_1 a_{23} \left( \frac{C_\partial}{k_L F_\Sigma} \right)^k. \quad (8)$$

Основным условием выбора подшипника качения является то, чтобы максимальная нагрузка не превышала бы статической грузоподъемности.

Одним из наиболее перспективных направлений практического применения комбинированных опор являются тяжело нагруженные низкоскоростные роторно-опорные узлы прокатных станов. В условиях высоких механических и тепловых нагрузок практически безальтернативным является применение подшипников качения большой грузоподъемности, что обуславливает высокие массу и габариты опорного узла. Все это обуславливает довольно большие финансовые затраты на обслуживание и замену опорных узлов, поэтому даже незначительное повышение гарантированного ресурса может привести к существенной экономии финансов в масштабе целого металлургического предприятия. При несущественном изменении конструкции опорного узла можно параллельно подшипнику качения поставить втулку подшипника скольжения, смазка которого будет осуществляться тем же смазочным материалом, что и ПК. Причем такой опыт уже имеется, например фирма SKET (Германия) [5], ОАО «Старооскольский металлургический комбинат» (Россия) использует в своих прокатных станах комбинированную опору с разделением нагрузок, включающую в себя двухрядный конический ПК или радиально-упорный ПК и гидродинамический ПС (рис. 3).

Для рабочих параметров валов чистовой группы прокатного стана были рассчитаны ресурс ПК в одиночной постановке и при его работе в параллельной комбинации с ПС по предлагаемой методике. Для расчета были взяты следующие рабочие характеристики:

1) смазочная среда – масло авиационное МС-20 (плотность  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ , динамическая вязкость  $\mu = 0.018 \text{ Па}\cdot\text{с}$ ); 2) подача  $-21.6 \text{ м}^3/\text{час}$ ; 3) давление на входе в подшипник –  $0.15 \text{ МПа}$ ; 4) мощность приводного двигателя –  $6.00 \text{ кВт}$ ; 5) частота вращения вала –  $145 \dots 492 \text{ об/мин}$ ; 6) время разгона (останова) –  $4 \text{ сек.}$ ; 7) количество пусков-остановов –  $5 \dots 8$  в день; 8) гарантийная наработка на отказ –  $10000 \text{ час}$ ; 9) максимальная нагрузка на вал от процесса прокатки:  $F_r \approx 270 \text{ кН}$ ,  $F_a \approx 0 \text{ Н}$ ; 10) вес вала –  $0.75 \text{ т}$ .

Параметры подшипника качения: радиально-упорный подшипник средней узкой серии 46330,  $C_\partial = 357 \text{ кН}$ ,  $C_0 = 370 \text{ кН}$ . Параметры подшипника скольжения: диаметр  $D=154 \text{ мм}$ ; длина  $L=140 \text{ мм}$ ; радиальный зазор  $h=77 \text{ мкм}$ .

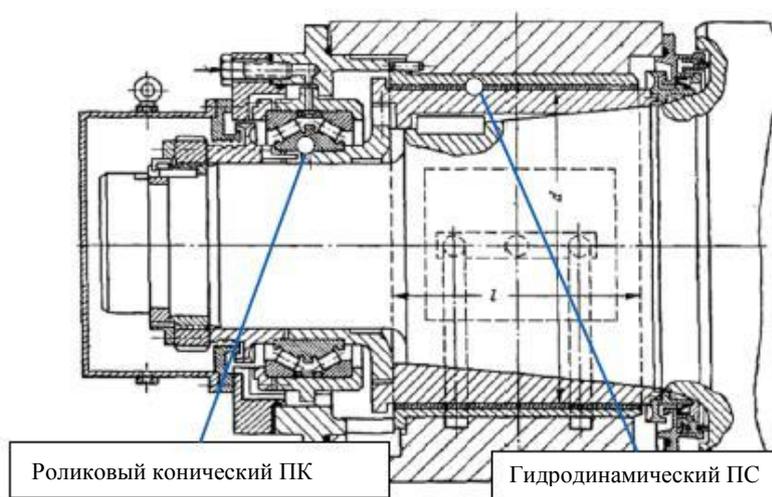


Рисунок 3 – КОРН вала прокатного стана

Расчет долговечности для одиночной постановки ПК:

- 1) эквивалентная нагрузка на ПК по формуле (2) для  $X = 1$ ;  $Y = 0$ ;  $V = 1$ ;  $K_B = 1.2$ ;  $K_T = 1$ :  $F_{\Sigma} = 332$  кН;
- 2) долговечность по формуле (1)  $L_h = 96$  час, при  $a_1 = 1$  и  $a_{23} = 0.75$ .

Расчет долговечности ПК в комбинации с гидродинамическим ПС:

- 1) грузоподъемность ПС для различных эксцентриситетов:

$$R^{ПС}(\bar{e} = 0.2) = 11 \text{ кН}; \quad R^{ПС}(\bar{e} = 0.4) = 627.3 \text{ кН}; \quad R^{ПС}(\bar{e} = 0.8) = 198 \text{ кН} -$$

из возможных вариантов для заданных внешних нагрузок на центральном винте насоса подходит гидродинамический подшипник с наибольшим эксцентриситетом  $\bar{e} = 0.8$ , что позволит получить на основном режиме максимальную разгруженность ПК от радиальной нагрузки;

- 2) коэффициент нагрузки по формуле (5)  $k_F = 0.45$  (для эксцентриситета  $\bar{e} = 0.8$ );
- 3) коэффициент характера и длительности переходного режима по формуле (6):

$$k_{\omega} = 3.5 \cdot 10^{-3} - \text{для привода от электродвигателя};$$

- 4) коэффициент влияния на долговечность по формуле (7)  $k_L = 0.44$ ;

- 5) долговечность ПК в составе КОРН по формуле (8)  $L_h = 904$  час.

Видно, что гарантированный ресурс ПК возрастает и, тем самым, снижается количество технических перерывов и затраты на обслуживание подшипниковых узлов. В заключении необходимо отметить, что данный алгоритм расчета долговечности ПК при его постановке в КОРН и, соответственно, методика выбора подшипника качения нуждается в дальнейшей апробации и экспериментальной проверке.

### 3 МОМЕНТ ТРЕНИЯ КОРН

Минимизация эквивалентной нагрузки на ПК обуславливает эффект уменьшения суммарного момента трения КОРН [1] при определенных сочетания рабочих и геометрических параметров (рис. 4)

$$M_{тр}^{КОРН} = M_{тр}^{ПК}(F) + M_{тр}^{ПК}(\omega) + M_{тр}^{ПС}(\omega). \quad (9)$$

Данный эффект объясняется тем, что наибольшую часть суммарного трения составляет, зависящее от нагрузки трение качения  $M_{тр}^{ПК}(F)$ . Весовая доля трения скольжения  $M_{тр}^{ПК}(\omega)$  в области контакта тел качения и колец ПК гораздо меньше. При некоторых сочетаниях рабочих параметров доля момента трения ПС  $M_{тр}^{ПС}(\omega)$  может быть меньше падения  $M_{тр}^{ПК}(F)$  вследствие уменьшения нагрузки на ПК.

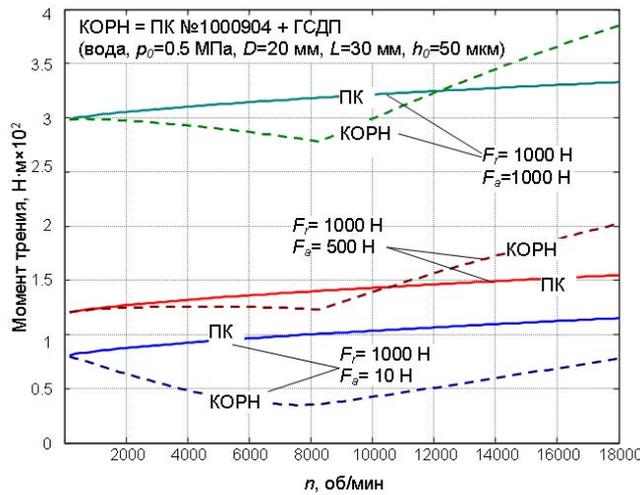


Рисунок 4 – Эффект понижения суммарного момента трения в КОРН

#### 4 ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОРН

Оценка динамических характеристик комбинированных опор основывалась на определении показателей жесткости и демпфирования с последующим их применением в программах с конечно-элементными решателями для детального динамического анализа роторов на КО.

Для оценки жесткости и демпфирования опорного узла реакции подшипников качения и скольжения выражаются через динамические коэффициенты в зависимости от смещения центра цапфы ротора

$$R_X^{ПК} = K'_X \cdot x, \quad R_Y^{ПК} = K'_Y \cdot y,$$

$$\text{где жесткость ПК } K'_{X,Y} = \frac{3}{2} K^{2/3} (F_\Sigma \cdot \begin{cases} \cos \gamma_0 \\ \sin \gamma_0 \end{cases})^{1/3}. \quad (10)$$

Демпфирование в ПК определяется в основном рассеиванием энергии из-за вязкого трения смазочного материала в контакте тел качения с кольцами подшипника. Результаты исследований по данному вопросу других авторов позволяют сделать вывод о возможности пренебрежения демпфированием в ПК при рассмотрении данной характеристики КОРН, т.к. оно на несколько порядков меньше, чем демпфирование в ПС (для ПК – 10...100 Н·с/м; для ПС – 10<sup>4</sup> Н·с/м) [6].

На рисунке 6 представлены характерные зависимости жесткости и демпфирования при изменении скорости вращения. При разгрузке ПК на определенных режимах работы происходит уменьшение его жесткости (рис. 5 б), что обуславливается уменьшением количества тел качения, участвующих в восприятии внешней нагрузки. Но, в случае, когда жесткость ПС имеет приблизительно тот же порядок, для общей жесткости КОРН этот эффект несущественен (рис. 5 а). Жесткость КОРН в основном определяется упругими свойствами тел качения, но в области высоких частот и/или для вязких смазочных материалов (масла) существенным становится влияние жесткости ПС.

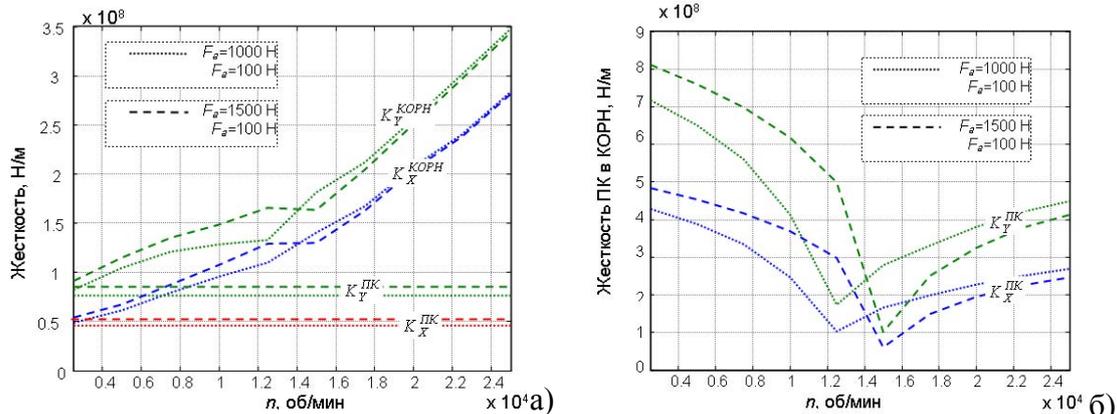


Рисунок 5 – Жесткость в КОРН

Полученные показатели жесткости и демпфирования могут быть использованы не только для количественной оценки данных характеристик КОРН, но и при расчете критических частот роторов любой конфигурации в программах конечно-элементного анализа, таких как ANSYS и APM WinMachine.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Поляков, Р.Н. Повышение динамических качеств и ресурса опорных узлов роторов совмещением подшипников качения и скольжения. Дис... кандидата технических наук. – Орел, 2005, – 154 с.
2. ГОСТ 18855-94. Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс (долговечность). – Москва. – 32 с.
3. Hannum N.P., Nielson C.E. The performance and Application of High Speed Long Life LH2 Hybrid Bearing for Reusable Rocket Engine Turbomachinery // (NASA TM-83417) AIAA №83-1389, 1983. – 26 p.
4. Поляков, Р.Н. Повышение быстроходности опорного узла в результате совмещения подшипников качения и подшипников скольжения с разделением нагрузок // «Справочник. Инженерный журнал» №3(180) – 2012. – С.11-15&
5. SKET GmbH [Электронный ресурс] / - Электрон. дан. – Доступ <http://www.sket.de>, свободный. – Загл. с экрана. – Яз. нем.
6. Wensing, J.A. On the dynamics of ball bearings. PhD thesis, University of Twente, Enschede, The Netherlands. December 1998. ISBN: 90-36512298.

**Поляков Роман Николаевич**

Государственный университет - УНПК

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Мехатроника и международный инжиниринг»

Тел: (4862) 419885

E-mail: romanpolak@mail.ru

---

R.N. POLYAKOV

## RELIABILITY IMPROVEMENT OF ROTOR SUPPORTS BY COMBINING ROLLING-ELEMENTS BEARINGS AND FLUID-FILM BEARINGS

*A hybrid bearing with load separation couples rolling-element and fluidfilm bearings. The bearings are mounted in a series way in respect of transmitted load to the housing. The fluid-film bearing discharges the rolling-element bearing at high speeds. The hybrid bearing is investigated theoretically and experimentally. A mathematical model is developed to calculate dynamic characteristics of the bearing. Results show that the hybrid bearing with load separation acts along with the main function as a passive device for the vibration control. Increased stiffness leads to shifting of critical speed zone towards the higher frequencies. Damping in the fluid-film bearing leads to significant decrease in vibration level.*

**Keywords:** hybrid bearing, load capacity, stiffness, damping, rotordynamics, life time.

### BIBLIOGRAPHY

1. Poljakov, R.N. Povyshenie dinamicheskikh kachestv i resursa opornykh uzlov rotorov sovmeweniem podshipnikov kachenija i skol'zhenija. Dis... kandidata tehniceskikh nauk. – Oreľ, 2005, 154 s.
2. GOST 18855-94. Podshipniki kachenija. Dinamicheskaja raschetnaja gruzopod'emnost' i raschetnyj re-surs (dolgovechnost'). – Moskva. – 32 s.
3. Hannum N.P., Nielson C.E. The performance and Application of High Speed Long Life LH2 Hybrid Bearing for Reusable Rocket Engine Turbomachinery // (NASA TM-83417) AIAA №83-1389, 1983. – 26 p.
4. Poljakov, R.N. Povyshenie bystrohodnosti opornogo uzla v rezul'tate sovmewenija podshipnikov kachenija i podshipnikov skol'zhenija s razdeleniem nagruzok // «Spravochnik. Inzhenernyj zhurnal» №3(180) – 2012. – S.11-15&
5. SKET GmbH [Jelektronnyj resurs] / - Jelektron. dan. – Dostup <http://www.sket.de>, svobodnyj. – Zagl. s jekrana. – Jaz. nem.
6. Wensing, J.A. On the dynamics of ball bearings. PhD thesis, University of Twente, Enschede, The Netherlands. December 1998. ISBN: 90-36512298.

**Polyakov Roman Nikolaevich**

State University – ESPC

Can. Sc. Associate Prof. of the department «Mechatronics and International Engineering», Oreľ

Phone: (4862) 41-98-85

E-mail: romanpolak@mail.ru

УДК 621.787.4

С.Ю. РАДЧЕНКО, Д.О. ДОРОХОВ

## АНАЛИЗ МЕР ДЕФОРМАЦИЙ

*Рассмотрены меры деформации, даны их физические и математические интерпретации. Для различных мер деформаций, используемых при инженерных расчетах, проведен анализ. Показаны определенные трудности и возникающие существенные погрешности при использовании той или иной меры деформации. Доказана актуальность поиска новых математических выражений для конечных деформаций.*

**Ключевые слова:** деформация, меры деформаций, тензор деформаций, работа деформаций, условие постоянства объема.

Краеугольным камнем любых инженерных и научных расчетов в ОМД является понятие меры деформации. Кроме сугубо специфических, все применяемые на практике меры деформации имеют под собой единую основу, в качестве которой принимают выражение в виде [1-3]:

$$T_{e(m)} = \frac{1}{2m}(U^{2m} - I) \quad (1)$$

или

$$T_{e(n)} = \frac{1}{n}(U^n - I), \quad (1')$$

где  $n = 2m$

$n, m$  – варьируемые показатели,

$U_{ij} = \frac{\partial x_i}{\partial \xi_j}$  – компоненты правого тензора удлинений  $U$ ,

$I_{ij} = \delta_{ij}$  – компоненты метрического тензора исходного состояния (единичного тензора)  $I$ ,

$\delta_{ij}$  – символ Кронекера.

Из выражений (1) и (1'), варьируя показатели  $n$  и  $m$ , можно получить хорошо известные представления деформаций. При этом правый тензор удлинений получают из полярного разложение градиента деформации:

$$F = R \cdot U \quad (2)$$

где  $R$  – ортогональный тензор, характеризующий вращение элементарного объема как твердого целого, причем  $R^{-1} = R^T$ ;

$F$  – тензор градиента деформации, который преобразует произвольно ориентированный вектор  $dX$  в недеформируемом объеме в актуальную конфигурацию  $dx$ :  $dx = F \cdot dX$

Из правого тензора Коши-Грина (мера деформации Коши-Грина):

$$\tilde{N} = F^T \cdot F = U^2,$$

где  $F^T$  – тензор деформации места (тензор, транспонированный к тензору градиента деформаций).

Тогда (1) можно записать в виде:

$$T_{e(m)} = \frac{1}{2m}(\tilde{N}^m - I) \quad (1'')$$

Положив в формуле (1) или (4)  $m = 1$ , получим тензор деформаций Грина:

$$T_G = \frac{1}{2}(\tilde{N} - I) = \frac{1}{2}(U^2 - I) \quad (3)$$

или

$$T_G = \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} & \varepsilon_{yx} & \varepsilon_{zx} \\ \varepsilon_{xy} & \varepsilon_{yy} & \varepsilon_{zy} \\ \varepsilon_{xx} & \varepsilon_{yz} & \varepsilon_{zz} \end{bmatrix}, \quad \varepsilon_{ij}^G = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial \xi_j} + \frac{\partial u_j}{\partial \xi_i} + \frac{\partial u_k}{\partial \xi_i} \frac{\partial u_k}{\partial \xi_j} \right), \quad k = 1, 2, 3 \quad (3')$$

где  $\frac{\partial u_i}{\partial \xi_j}$  и  $\frac{\partial u_j}{\partial \xi_i}$  – компоненты вектора смещения.

Тензор (3') характеризует изменение квадрата длин элементарных отрезков:

$$|dx|^2 - |dX|^2 = 2dX \cdot T_G \cdot dX \quad (4)$$

Традиционно значение  $m$  принимают или равным 1/2, или стремящемся к нулю, получая соответственно линейную (инженерную) меру деформации (biot strain tensor):

$$T_E = (U - I) \quad (5)$$

или логарифмическую (тензор Генки, Hencky strain):

$$T_H = \frac{1}{2} \ln(C) = \ln(U). \quad (6)$$

Поскольку все основные положения общепризнанной теории деформаций получены при анализе малых (а точнее, бесконечно малых) деформаций, то и компоненты  $\varepsilon_{ij}$  малы по сравнению с единицей, поэтому тензор деформации Грина (3') можно преобразовать в тензор малых деформаций (тензор Коши):

$$T_E = \begin{bmatrix} \varepsilon_x & \frac{1}{2}\gamma_{xy} & \frac{1}{2}\gamma_{zx} \\ \frac{1}{2}\gamma_{xy} & \varepsilon_y & \frac{1}{2}\gamma_{yz} \\ \frac{1}{2}\gamma_{zx} & \frac{1}{2}\gamma_{yz} & \varepsilon_z \end{bmatrix}, \quad (5')$$

где  $\varepsilon_x = \frac{\partial u_x}{\partial x}$ ;  $\varepsilon_y = \frac{\partial u_y}{\partial y}$ ;  $\varepsilon_z = \frac{\partial u_z}{\partial z}$ ;  $\gamma_{xy} = \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x}$ ;  $\gamma_{yz} = \frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y}$ ;  $\gamma_{zx} = \frac{\partial u_z}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial z}$ .

Компоненты тензора (5') фактически характеризуют деформацию волокон, первоначально параллельных осям координат.

Связь между тензорами Грина и Коши становится более понятной после рассмотрения их компонентов:

$$\varepsilon_{ij}^G = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial \xi_j} + \frac{\partial u_j}{\partial \xi_i} + \frac{\partial u_k}{\partial \xi_i} \frac{\partial u_k}{\partial \xi_j} \right), k = 1, 2, 3$$

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial \xi_j} + \frac{\partial u_j}{\partial \xi_i} \right)$$

где  $\frac{\partial u_i}{\partial \xi_j}$  и  $\frac{\partial u_j}{\partial \xi_i}$  – компоненты вектора смещения.

Необходимо отметить, что рассматриваемые тензоры и их компоненты относятся к лагранжевым переменным (лагранжево описание), вводя эйлеровы переменные, можно получить тензор деформаций Альманси-Эйлера:

$$\varepsilon_{ij}^E = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \right) \quad (7)$$

Аналогичными рассуждениями можно получить тензор малых деформации в эйлеровом описании, который с точностью до малых высшего порядка совпадает с (5).

**Представление мер деформации в инженерных расчетах.** Для практического применения в инженерных расчетах тензорные выражения мер деформации довольно сложны, поэтому более наглядным выглядит интерпретация (1) в следующем виде:

$$\varepsilon = \frac{1}{\alpha} (1 - \lambda^{-\alpha}), \quad (8)$$

где  $\lambda = \frac{x_1}{x_0}$  – коэффициент вытяжки;

$x_0$  – начальная измеренная линейная геометрическая характеристика заготовки;

$x_1$  – конечная измеренная линейная геометрическая характеристика заготовки;

$\alpha$  – варьируемый целочисленный коэффициент.

Варьируя значения  $\alpha$ , получим следующие выражения для деформаций (см. табл. 1).

Таблица 1 – Различные представления деформаций

Значение $\alpha$	Обозначение	Деформация в функции от $\lambda$	Деформация в функции от $x_0$ и $x_1$	Название
-2	$\varepsilon_G$	$\varepsilon_G = \frac{1}{2}(\lambda^2 - 1)$	$\varepsilon_G = \frac{x_1^2 - x_0^2}{2x_0^2}$	Деформации Грина (или Грина-Лагранжа)
-1	$\varepsilon$	$\varepsilon = \lambda - 1$	$\varepsilon = \frac{x_1 - x_0}{x_0}$	Относительная деформация
$\rightarrow 0$	$e$	$\varepsilon = \ln(\lambda)$	$\varepsilon = \ln\left(\frac{x_1}{x_0}\right)$	Истинные (логарифмические) деформации (деформации Генки)
1	-	$\varepsilon = 1 - \lambda^{-1}$	$\varepsilon = \frac{x_1 - x_0}{x_1}$	-
2	$\varepsilon_A$	$\varepsilon_A = \frac{1}{2}(1 - \lambda^{-2})$	$\varepsilon_A = \frac{x_1^2 - x_0^2}{2x_1^2}$	Деформации Альманси (или Альманси-Эйлера)

Необходимо отметить, что в принципе в выражении (8) значение  $\alpha$  может быть любым, так, например, если принять  $\alpha = 3$ , то мерой деформации будет являться выражение  $\varepsilon = \frac{dx_1^3 - dx_0^3}{3dx_0^3}$ . Однако практически рассматривают диапазон от -2 до 2.

Важно отметить тот факт, что зависимость (1) описывает деформированное состояние окрестности какой-либо точки континуума, а (8) оперирует конечной и начальной конфигурацией образца, например, при растяжении. Таким образом,  $dx_i$  – это бесконечно малая, а  $x_i$  – например, длина образца при испытании на растяжение (начальная или конечная). Поэтому к переходу от, строго говоря, правильного общего соотношения (1) к выражению (8), удобного для инженера, следует относиться осторожно.

Из мер деформации, показанных в таблице 1, практическое применение получили следующие меры линейной деформации:

- **относительная деформация** (часто данную величину выражают в процентах), или нормальная инженерная деформация:

$$\varepsilon = \frac{x_1 - x_0}{x_0}, \tag{9}$$

где  $x_0$  – начальная измеренная линейная геометрическая характеристика заготовки,

$x_1$  – конечная измеренная линейная геометрическая характеристика заготовки.

- **логарифмическая или истинная деформация**, называемая также деформацией Генки:

$$e = \ln \lambda = \ln \frac{x_1}{x_0}. \tag{10}$$

Очевидно, что каждая из показанных мер деформации имеет свое соответствие в таблице 1. Так, относительная деформация  $\varepsilon$  соответствует значению  $\alpha = -1$ , а истинная деформация  $e$  – значению  $\alpha \rightarrow 0$ .

Анализ мер деформации начнем с логарифмической, или истинной, деформации.

**Логарифмическая деформация.** Если относительную деформацию, деформации Грина и Альманси легко геометрически представить, то представление деформации в форме (10) несколько сложнее.

Пусть дан образец с начальной длиной  $x_0$ , который растягивают до конечной длины  $x_k$ , при этом относительная деформация составит  $\varepsilon = \frac{x_k - x_0}{x_0}$ . Рассмотрим процесс как поэтапный с промежуточными длинами образца  $x_1, x_2, x_3 \dots x_{k-1}$ , тогда относительные деформации на каждом этапе составят

$$\varepsilon_{01} = \frac{x_1 - x_0}{x_0}; \varepsilon_{12} = \frac{x_2 - x_1}{x_1}; \dots \varepsilon_{k-1,k} = \frac{x_k - x_{k-1}}{x_{k-1}} \quad (11)$$

и их сумма не будет совпадать с деформацией, рассчитанной по формуле (9).

При условии, что разбиение равномерно, разница  $\Delta x = x_i - x_{i-1}$  на каждом участке одинакова, т.е. процесс пластического течения равномерен, устойчив и направление деформации волокон материала не изменяется, то такая сумма будет равна

$$e = \int_{x_0}^{x_k} \frac{\partial x}{x} = \ln(x_k) - \ln(x_0) = \ln\left(\frac{x_k}{x_0}\right).$$

Данное представление удовлетворяет модифицированной формулировке Лагранжа (UL). Так же истинные (логарифмические) деформации корректно описывают процесс пластического деформирования, исходя из физического смысла работы пластической деформации.

Это доказывается следующими умозаключениями.

Рассмотрим некоторый идеальный процесс осадки, пренебрегая силами трения и, соответственно, результатами их действия. Тогда работа силы, совершающей данную операцию, равна:

$$dA = P \cdot dx \quad (12)$$

При этом положим материал не упрочняемым, т. е.:

$$\sigma = \frac{P}{F} = const \quad (13)$$

и

$$V = F \cdot x, \quad (14)$$

где  $V$  – объем образца, при соблюдении закона постоянства объема величина постоянная.

Подставив (13) и (14) в (12), получим:

$$dA = \sigma \cdot \frac{V}{x} \cdot dx \quad (15)$$

Интегрируя, получим:

$$A = \sigma \cdot V \int_{x_0}^{x_1} \frac{dx}{x} = \sigma \cdot V \cdot \ln\left(\frac{x_0}{x_1}\right) = \sigma \cdot V \cdot \ln(\lambda). \quad (16)$$

Из выражения (16), собственно, и вытекает физический смысл понятия логарифмической или истинной деформации.

Еще одним основополагающим постулатом теории пластической деформации является закон постоянства объема. В классической интерпретации он записывается как:

$$\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 = 0, \quad (17)$$

Проведя простейшие вычисления, не трудно убедиться, что при использовании логарифмической меры деформации условие постоянства объема выполняется абсолютно точно.

Таким образом, мы убедились, что логарифмическая деформация не зря называется еще и истинной:

- условие постоянства объема выполняется абсолютно;

- физический смысл, хотя и после определенных вычислений, выявляем.

К достоинствам логарифмической деформации можно также отнести и однородность ее пределов изменения: при отрицательной деформации ее величина стремится к  $-\infty$ , а при положительной – к  $+\infty$ .

Однако логарифмическая мера деформации обладает существенным недостатком: функциональной формой записи, что существенно затрудняет, а зачастую делает невозможным применение этой меры в сложных инженерных и научных расчетах.

Еще одним существенным недостатком логарифмической деформации является, как это не странно, ее величина. Рассмотрим пример.

**Пример 1.** Цилиндрический образец длиной 10 мм осадим до длины 8 мм, а затем растянем до исходной длины. Истинная деформация составит: при осадке  $-0,223$ , при растяжении  $0,223$ . При этом вызывает сомнение сама величина деформации: осажённая на четверть от конечной длины (или на пятую часть от начальной) заготовка имеет показатель деформации  $-0,223$ , что фактически является неким средним арифметическим между четвертью и одной пятой. А если какой-либо линейный размер заготовки вследствие деформации увеличится, например, в 2 раза, то величина истинной деформации составит  $0,69$ . Очевидно, что никакой видимой связи между двукратным удлинением и показателем деформации, равным  $0,69$ , нет.

**Относительная деформация.** Относительная деформация (см. формулу 9) имеет существенно более простую и удобную форму записи, очевидный геометрический и физический смысл, чем и обусловлено ее широкое применение для инженерных и научных расчетов. Кроме того, относительная деформация является первым приближением истинной деформации при разложении последней в ряд:

$$\ln(\lambda) = (\lambda - 1) - \frac{(\lambda - 1)^2}{2} + \frac{(\lambda - 1)^3}{3} - \frac{(\lambda - 1)^4}{4} + \dots \quad (18)$$

В итоге, принимая во внимание только первый член разложения, получаем:

$$\ln(\lambda) \approx (\lambda - 1),$$

что и соответствует выражению для относительной деформации (9).

Подобное пренебрежение членами высших порядков малости вполне уместно, если речь идет о бесконечно малых деформациях ( $\lambda \rightarrow 1$ ), на чем, собственно, и основываются основные постулаты и уравнения общепризнанной теории деформаций, как это отмечалось ранее.

Однако в инженерных расчетах оперировать приходится с реальными степенями деформации, далеко отличными от бесконечно малых. Кроме того, популярные в настоящее время методы численного анализа процессов ОМД, основанные на конечноэлементном моделировании (МКЭ), также оперируют хотя и с малыми, но отнюдь не бесконечно малыми деформациями и их приращениями, и здесь возникают существенные проблемы, которые далее и рассмотрим по пунктам.

**Пределы изменения меры деформации.** Возможная величина относительной деформации в пределе может изменяться от  $-1$  до  $0$  при осадке (уменьшении линейного размера) и от  $0$  до  $+\infty$  при растяжении (увеличении линейного размера). Таким образом, можно констатировать, что  $\varepsilon$  имеет несимметричные предельные значения и графики изменения, что, на наш взгляд, не соответствует физике процесса деформирования. В качестве доказательства рассмотрим пример.

**Пример 2.** Осадим прямоугольную призму (рис. 1), помещенную между двумя плоскими плитами, до высоты, равной половине исходной. Толщина призмы не изменится (т.е. будем иметь в чистом виде плоскую деформацию), тогда длина заготовки увеличится в два раза. По формуле (9) получим:

- деформация по толщине заготовки равна нулю;
- деформация по высоте равна  $-0,5$  или  $-50\%$ ;
- деформация по длине равна  $1$  или  $100\%$ .

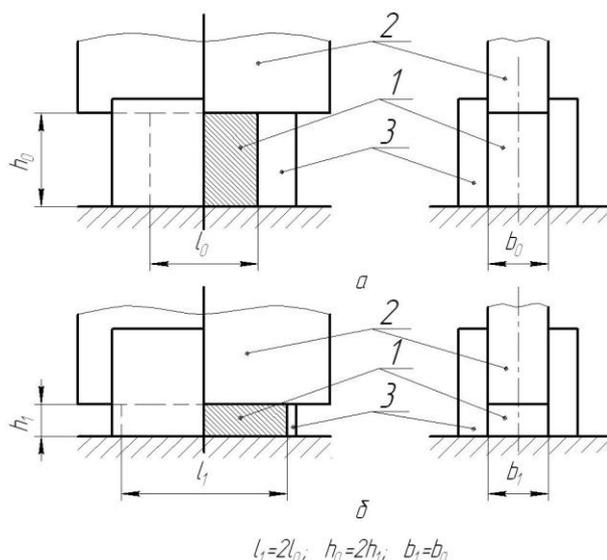


Рисунок 1 – Осадка прямоугольной призмы между двумя плоскими плитами

а) – до деформации; б) – после деформации;  
1 – заготовка; 2 – осаживающий инструмент; 3 – плиты

Значит, одно и то же формоизменение может оцениваться двумя совершенно (в данном примере 2 раза) различными по модулю показателями в зависимости от измеряемого линейного параметра одного и того же объекта, что, как будет показано ниже, может привести к значительным погрешностям при расчете работ и сил деформации.

Неодинаковость пределов меры деформации приводит к еще одному казусу – невыполнению классического условия постоянства объема.

**Условие постоянства объема.** Выполнение условия постоянства объема рассмотрим на примере.

**Пример 3.** Пусть дана заготовка в виде прямоугольного параллелепипеда с размерами  $l_0; b_0; h_0$ . После деформации ее линейные размеры получили некоторые приращения и изменились до  $l_1; b_1; h_1$ . Мерой деформации по направлению  $l$  служит величина  $\varepsilon_l$ , по направлению  $b$  –  $\varepsilon_b$ , по направлению  $h$  –  $\varepsilon_h$ . Условие постоянства объема запишем в следующем виде:

$$l_0 \cdot b_0 \cdot h_0 = l_1 \cdot b_1 \cdot h_1 \quad (19)$$

Для рассматриваемого примера в соответствии с (9) имеем:

$$\varepsilon_l = \frac{l_1 - l_0}{l_0}; \quad \varepsilon_b = \frac{b_1 - b_0}{b_0}; \quad \varepsilon_h = \frac{h_1 - h_0}{h_0}.$$

Подставив в (19), после преобразований получим:

$$\varepsilon_h + \varepsilon_b + \varepsilon_l + \varepsilon_b \cdot \varepsilon_l - \varepsilon_b \cdot \varepsilon_h - \varepsilon_h \cdot \varepsilon_l - \varepsilon_b \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_h = 0, \quad (20)$$

для плоской деформации

$$\varepsilon_h + \varepsilon_l - \varepsilon_h \cdot \varepsilon_l = 0 \quad (21)$$

Условие (20) представляет собой точное выражение условия постоянства объема в деформациях. Если рассматривать, как в классической теории, бесконечно малые деформации, то членами высших порядков малости можно пренебречь, и мы придем к классической формулировке условия постоянства объема:

$$\varepsilon_h + \varepsilon_b + \varepsilon_l = 0 \quad (22)$$

Однако ни реальные деформации, ни их приращения бесконечно малыми не являются, соответственно, и их произведения также не стремятся к нулю. Поэтому применение условия постоянства объема в форме (22) является некорректным. Проверим, как оно выполняется в рассмотренном ранее **Примере 1**:

$$\varepsilon_l = \frac{l_1 - l_0}{l_0} = 1; \quad \varepsilon_h = \frac{h_1 - h_0}{h_0} = -0,5; \quad \varepsilon_b = \frac{b_1 - b_0}{b_0} = 0$$

$$1 - 0,5 + 0 = 0,5 \neq 0,$$

т.е. условие постоянства объема (22) не выполняется. Нетрудно убедиться, что выполнится оно только в форме (20) и, для нашего случая плоской задачи, в форме (21).

Таким образом, для точных расчетов с конечными величинами деформаций необходимо или применять условия постоянства объема в форме (20) – (21), или найти меру деформации, удовлетворяющую условию (22).

**Работа деформации.** Еще одним пороком классической меры относительной деформации в форме (9) является неодинаковость работы деформации при знакопеременном деформировании.

**Пример 4.** Возьмем цилиндрическую заготовку из материала с неизменяющимся пределом текучести  $\sigma$ , диаметром  $d_0 = 10$ мм и длиной рабочей части  $l_0 = 100$ мм. Растянем ее до длины  $l_1 = 120$ мм, а затем осадим до исходного размера. Если для определения работы деформации использовать формулы обычной механики, где работа определяется как произведение силы на пройденный путь, то вследствие симметричности изменения площади поперечного сечения заготовки (и, соответственно, силы сопротивления деформированию при неизменном  $\sigma$ ) при растяжении и сжатии соответствующие работы деформации будут тождественно равны, что соответствует реальной физике процесса.

Однако, если для расчета работ деформации применить известные выражения теории обработки металлов давлением, например:

$$dA = (\sigma_1 \cdot \varepsilon_1 + \sigma_2 \cdot \varepsilon_2 + \sigma_3 \cdot \varepsilon_3) dV, \quad (23)$$

то нетрудно убедиться, что работы деформаций растяжения и осадки будут не равны, так как будут неравны величины  $\varepsilon_1$ , определяемые по формуле (9):

- для растяжения:

$$\varepsilon_1 = \frac{l_1 - l_0}{l_0} = \frac{120 - 100}{100} = 0,2$$

- для осадки:

$$\varepsilon_1 = \frac{l_0 - l_1}{l_1} = \frac{100 - 120}{120} = 0,167.$$

Следует заметить, что подобное расхождение будет тем больше, чем больше величина линейной деформации.

Таким образом, относительная деформация  $\varepsilon$ , определяемая по формуле (9), как мера линейной деформации для инженерных и научных расчетов наряду с очевидными достоинствами (простота математической формы, очевидный физический смысл) имеет и ряд существенных недостатков, проявляющихся при оперировании с конечными (а не бесконечно малыми) деформациями:

- несимметричные пределы, и, соответственно, графики изменения величины для положительных и отрицательных деформаций, что приводит к неравенству нулю суммы знакопеременных деформаций при возвращении заготовки к исходным размерам и форме;

- невыполнение классического (в форме (22)) условия постоянства объема, что может привести, например, к неверному определению третьей деформации по двум известным;

- неодинаковость деформаций и, соответственно, работ деформации для симметричных процессов (растяжение-сжатие, сгиб-разгиб и т.д.). Как следствие, не будет равна нулю и расчетная работа деформации по замкнутому контуру, что противоречит фундаментальным законам физики;

- возможно пошаговое накопление систематической погрешности в расчетных параметрах напряженно-деформированного состояния очага деформации при конечноэлементном моделировании процессов обработки металлов давлением.

## **ВЫВОД**

Анализ традиционных мер линейной деформации показывает, что их применение в инженерных и научных расчетах при оперировании конечными величинами деформаций приводит к определенным сложностям и систематическим погрешностям в расчетах, тем большим, чем больше величины конечных деформаций. Таким образом, формулировка меры линейной деформации, свободной от перечисленных недостатков, является актуальной задачей.

## **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Seth B.R. Generalized strain measures with applications to physical problems. In: Second Order Effects in Elasticity, Plasticity and Fluid Dynamics (edited by M. Reiner and D. Abir). Oxford: Pergamon Press, 1964. Pp. 162-172.
2. Радченко, С.Ю. Новый способ представления деформаций / С.Ю. Радченко, Д.О. Дорохов // Известия тулГУ. Сер. Технические науки. Тула: изд-во тулГУ. 2011. Вып. 2. С. 446-457.
3. Радченко, С.Ю. Новая форма меры деформации в тензорном виде / С.Ю. Радченко, Д.О. Дорохов // Известия ТулГУ. Технические науки. Вып. 5. Часть 3. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2011 г., С. 202-208

### **Радченко Сергей Юрьевич**

Государственный университет – УНПК, г. Орёл  
доктор технических наук, проректор, профессор  
г. Орёл, Наугорское шоссе, 29  
Тел. (4862) 437125  
E-mail: sur@ostu.ru

### **Дорохов Даниил Олегович**

Мценский филиал Государственного университета – УНПК, г. Мценск  
кандидат технических наук, доцент каф. «Технология машиностроения»  
г. Орёл, Наугорское шоссе, 29  
Тел. (48646) 25689  
E-mail: ddostu@mail.ru

---

S.YU. RADCHENKO, D.O. DOROKHOV

## **STRAIN MEASURES ANALYSIS**

*The measures of deformation, given the physical and mathematical interpretation. For various measures strain used in engineering calculations, carried out the analysis. Showing some difficulties arising from significant errors when using a particular strain measure. We prove the urgency of finding new the mathematical expressions for finite deformations.*

**Keywords:** *deformation, strain measures, strain tensor, the work of deformations, the condition of constant volume.*

## **BIBLIOGRAPHY**

1. Seth B.R. Generalized strain measures with applications to physical problems. In: Second Order Effects in Elasticity, Plasticity and Fluid Dynamics (edited by M. Reiner and D. Abir). Oxford: Pergamon Press, 1964. Pp. 162-172.
2. Radchenko, S.Ju. Novyj sposob predstavlenija deformacij / S.Ju. Radchenko, D.O. Dorokhov // Izvestija tulGU. Ser. Tehnicheskie nauki. Tula: izd-vo tulGU. 2011. Vyp. 2. S. 446-457.
3. Radchenko, S.Ju. Novaja forma mery deformacii v tenzornom vide / S.Ju. Radchenko, D.O. Dorokhov // Izvestija TulGU. Tehnicheskie nauki. Vyp. 5. Chast' 3. – Tula: Izd-vo TulGU, 2011 g., S. 202-208

### **Radchenko Sergei Yurievich**

State University – ESPC  
doctor of technical Sciences, Vice-rector, Professor  
Orel, Naugorskoe shosse, 29  
Tel. (4862) 437125  
E-mail: sur@ostu.ru

### **Dorokhov Daniel Olegovich**

The Mtsensky branch of the State University – ESPC, Mtsensk  
candidate of technical Sciences, associate Professor of the chair. «Technology of mechanical engineering»  
Orel, Naugorskoe shosse, 29  
Tel. (48646) 25689  
E-mail: ddostu@mail.ru

УДК 621.431.72

Л.А. САВИН, Е.В. СЛИВИНСКИЙ, Т.Е. МИТИНА, О.А. ПИВОВАРОВ

## ПОВЫШЕНИЕ НАДЁЖНОСТИ ГРМ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ ЗА СЧЁТ СНИЖЕНИЯ В НЁМ УДАРНЫХ НАГРУЗОК

*В статье рассматриваются исследования силового нагружения элементной базы модернизированного газораспределительного механизма тепловозного дизеля в условиях возникновения в нём ударных нагрузок и вибраций. Исследование базируется на новом решении, предполагающем снижении ударных нагрузок при контактировании тарелки клапана с его седлом. В статье приведены расчётные соотношения и результаты исследуемых характеристик дизелей. Разработка рекомендуется научно-исследовательским и промышленным структурам в области машиностроения, и ремонта с целью ее дальнейшего изучения и возможного внедрения в практику.*

**Ключевые слова:** дизель, газораспределительный механизм, ударные нагрузки, седло, тарелка клапана.

В настоящее время практика конструирования и создания дизелей имеет немало технических решений направленных на снижение ударных нагрузок возникающих в их газораспределительных механизмах и особенно они значительны в кинематических парах седло-тарелка клапанов. По этой причине в зонах контакта последних наблюдается повышенный износ, выкрашивание металла и т.д. И поэтому, при проектировании таких конструкций в практике широко применяются методы основные на известных положения теории удара и вибраций [1,2].

Известно [3], что при ударных явлениях в механических системах типичны следующие общие черты: кинематические особенности, характеризующие кратковременность акта удара, в течение которого происходят резкие изменения скоростей точек системы и динамические особенности, связанные с возникновением, а затем исчезновением больших ударных сил. Как правило, развивающиеся при ударе силы заранее неизвестны, и подлежат определению. Во многих случаях удар характеризуется не только законом измерения силы  $P(t)$ , сколько интегральной величиной – ударным импульсом.

$$S = \int P(t)dt \quad \text{или} \quad S = P_{cp} (t_1 - t_0).$$

В указанных уравнениях величина  $S$  является мгновенным ударным импульсом получаемая при переходе от  $t_0$  до  $t_1$  и такая сила называется мгновенной ударной нагрузкой и определяется по зависимости:

$$P(t) = S \cdot \delta (t - t_0),$$

где  $\delta$  – дельта – функция Дирака.

Если по условиям задачи ударные силы заданы явной функцией времени  $P(t)$  или мгновенным импульсом  $S$ , то задача сводится к изучению вынужденных колебаний механической системы и может быть решена известными методами теории колебаний [3]. Рассмотрим случаи соударения массы  $m$  с учетом жесткости  $C$  другого тела (рис. 1). В первом случае (рис. 1.а)

Уравнение движения тела можно записать в виде  $cx = mx''$ , т.е. имеем обычное дифференциальное уравнение свободных колебаний, решение которого имеет вид:  
 $x = V_0 \sin pt/p,$

$$\text{где } p = \sqrt{\frac{c}{m}}.$$

Отсюда следует, что наибольшая деформация упругой связи жесткостью  $C$  определится  $x_{max} = \frac{V_0}{p}$ , при этом наибольшая сила сжатия будет равна:

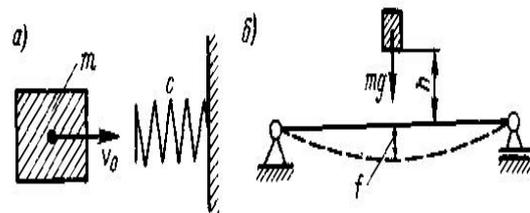


Рисунок 1 – Модель соударения

$$N_{max} = cx_{max} = V_0 \sqrt{mc}.$$

Определение деформации системы показаний на рисунке 1(б) производят, используя уравнение энергии и в результате прогиб балки можно определить по зависимости:

$$f = \frac{mg}{c} + \sqrt{\left(\frac{mg}{c}\right)^2 + \left(\frac{2mgh}{c}\right)}$$

Для определения значения коэффициента динамики в этом случае используют уравнение:  $\mu = \frac{f}{f_{cm}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{f_{cm}}}$ .

В практике при исследовании соударения физических тел могут быть конструкции, а,

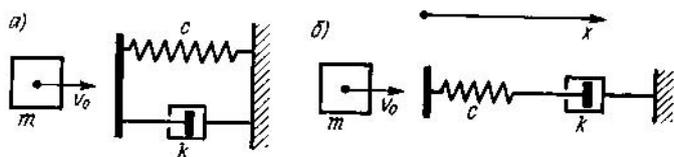


Рисунок 2 – Модель с безинерционными элементами

следовательно, и модели с безинерционными упругими и вязкими элементами (рис. 2). Движение массы  $m$  после начала ударного контакта описывается дифференциальным уравнением:  $x'' + 2nx' + p^2x = 0$ .

Полагая начальные условия в виде  $x(0) = 0$  и  $x'(0) = V_0$  получим решение:

$$x = \frac{V_0 \gamma t}{p}, \text{ где}$$

$$\gamma(t) = e^{-\alpha pt} \sin \frac{(\sqrt{1-\alpha^2} pt)}{\sqrt{1-\alpha^2}}$$

Сила сжатия деформируемого элемента будет равна  $N = cx + bx$ .

В итоге можно определить безразмерную величину продолжительности удара  $pt$ . Для определения сил соударения тел используют также метод решения задач о соударениях с помощью коэффициента восстановления. Такой, например, метод широко применяется при аналитических исследованиях соударения железнодорожных вагонов, или другой транспортной техники, в результате чего разрабатывают характеристики фрикционно-поглощающих аппаратов или другие виды демпферов.

И ещё немаловажным фактором при изучении динамики дизелей являются вопросы, связанные с возникновением вибрацией элементной базы газораспределительных механизмов и ДВС в целом. Известно [1], что причинами вибраций узлов и деталей дизелей могут быть процессы горения, вибрационное горение, акустические колебания объёмов газа и др. Это в настоящее время недостаточно изученные явления, практическое значение которых возрастает с увеличением мощности дизелей. Так, например, процесс горения при некоторых условиях может стать источником сильной и опасной вибрации, а неустойчивое вибрационное горение возникает вследствие возникновения процесса горения с акустической колебательной системой и представляет собой акустический автоколебательный процесс. В газовом объёме, заключённом в камере сгорания, возможны собственные продольные и поперечные (радиальные и тангенциальные) колебания, частоты которых прямо пропорциональны местной скорости звука и зависят от размеров камеры сгорания. Известно также [1], что состав вибраций, обусловленный горением, сложен, и амплитуды всех её компонентов весьма нестабильны и поэтому при изучении расчётах процесса сгорания топлива важнейшими параметрами являются частота вибраций, зависящая от скорости звука в газе при сгорании и диаметр цилиндра.

Учитывая представленную выше особенность работы газораспределительных механизмов дизелей, на кафедрах прикладной механики и инженерной графики ЕГУ им. И.А. Бунина и мехатроники и международный инжиниринг ОрёлГТУ в течении 2006 -2010г согласно договору с Управлением ЮВЖД филиал ОАО "РЖД" и Елецким отделением ЮВЖД филиала ОАО "РЖД" приводится НИР на тему «Разработка рекомендаций по повышению

качества эксплуатационной работы, а также надёжности и экономичности использования подвижного состава в грузовом и пассажирском движении на Юго-Восточной дороге», которая включена в план работ СКБ университета и по одному из ее разделов НИРС проводятся работы, связанные с модернизацией силовых установок, используемых в современных тепловозах. По результатам проведенного анализа библиографических и патентных источников разработана перспективная конструкция газораспределительного механизма четырехтактных и двухтактных ДВС признанная изобретением (патент RU2403408)

На рисунке 3 показан клапан механизма газораспределения в закрытом состоянии, затем в открытом и его седло вид сбоку.

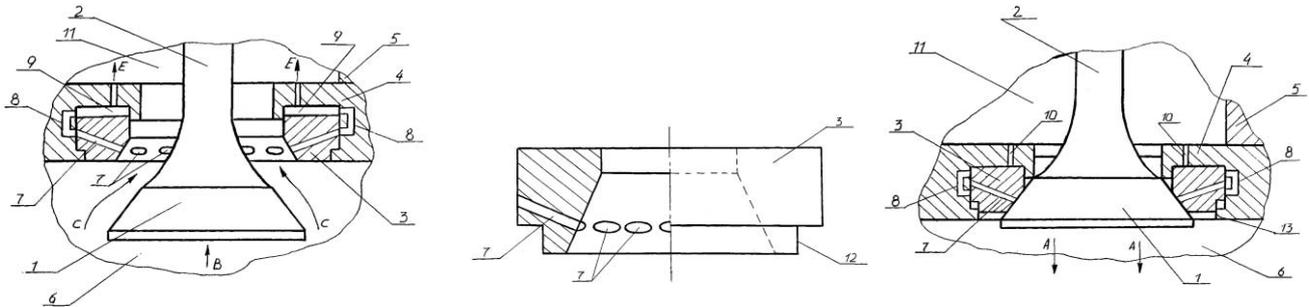


Рисунок 3 – Клапан механизма газораспределения

Механизм газораспределения содержит клапан, состоящий из головки 1 и стержня 2. Головка 1 клапана взаимодействует с седлом клапана 3, подвижно расположенного в днище 4 крышки 5 цилиндра 6. Седло клапана 3 снабжено каналами 7, контактирующими с каналами П-образной формы 8, выполненные в днище 4 крышки 5. Каналы П-образной формы 8 одновременно примыкают к полостям 9 расположенным между седлом клапан 3 и днищем 4 крышки 5. Днище 4 крышки 5 снабжено дроссельными каналами 10, взаимосвязанными с выхлопным коллектором 11 двигателя. Седло клапана 3, снабжено круговой выточкой 12 взаимодействующей с круговым выступом 13 выполненным в днище 4.

Работает механизм газораспределения следующим образом. Считаем, что клапан, состоящий из головки 1 и стержня 2 является выхлопным и входит в состав групп клапанов, например, двухтактного дизеля 14Д40. При рабочем ходе такого дизеля в цилиндре 6 по стрелке А головка 1 клапана прижата к седлу, что исключает попадание газов в каналы 7 и затем в каналы П-образной формы 8, а, следовательно, в выхлопной коллектор 11 дизеля. Как только рабочий ход закончится и поршень из нижней мертвой точки перейдет в поступательное движение противоположное стрелке А, по стрелке В, клапан открывается и отработанные газы, двигаясь по стрелкам С, проходят в выхлопной коллектор 11. В тоже время, выхлопные газы поступают в каналы 7, а так как они соединены с каналами П-образной формы 8, то в последние, заполняя собой полости 9 расположенные между седлом клапана 3 и днищем 4 крышки 5. Следует отметить, что за счет наличия дроссельных каналов 10, диаметр которых значительно меньше диаметров каналов 7 и 8, происходит некоторое истечение газов через них по стрелкам Е, но скорость истечения их мала и поэтому седло клапана 3 находится в таком положении, как это показано на рис.4 и оно не может переместиться по направлению стрелки Е в днище 4 крышки 5. Дальнейшее движение поршня по стрелке В связано с тактом сжатия и тогда клапан закрывается под действием механизма его привода, при этом ударное его взаимодействие с седлом клапана 3 не происходит, так как такая нагрузка демпфируется газами находящимися в полости 9. Но так как давление газов находящихся в полости 9 возрастает от усилия прикладываемое клапаном к седлу 3, то скорость истечения их также возрастает и в итоге седло клапана 3 плавно переходит в положение показанное на рисунке 4. После того как такт сжатия закончится, поршень снова перемещается по стрелкам А и как только клапан под действием механизма его привода откроется то седло клапана 3 под собственным весом займет своё исходное положение. Далее описанные процессы повторяются многократно.

Для оценки силового нагружения клапана газораспределительного механизма ДВС и в частности тепловозного дизеля, работающего в области воздействия на него вибраций обусловленный горением топлива, когда поршень находится в в.м.т. использована методика расчёта в части динамической оценки картины перемещения и силового нагружения тарелки клапана и его седла с возможностью демпфирования таких характеристик за счёт наличия дроссельных каналов в описанном выше техническом решении [3].

На расчётной схеме показано седло клапана 1 массой  $m_1$  с одной стороны контактирующее с головкой цилиндра 2 жёсткостью  $C_1$ , а с другой через жёсткостью  $C_2$  с массой  $m_2$  тарелки клапана 3, на которую действует усилие  $P_2$  создаваемое газами сгоревшего топлива в начале такта рабочий ход дизеля, когда поршень находится в положении в.м.т. Приняв за обобщённые координаты перемещения масс  $m_1$  и  $m_2$  из положения равновесия  $z_1$  и  $z_2$  последних, уравнение кинетической энергии для рассматриваемой схемы записывается в виде:

$$T = \frac{1}{2} (m_1 \dot{z}_1^2 + m_2 \dot{z}_2^2).$$

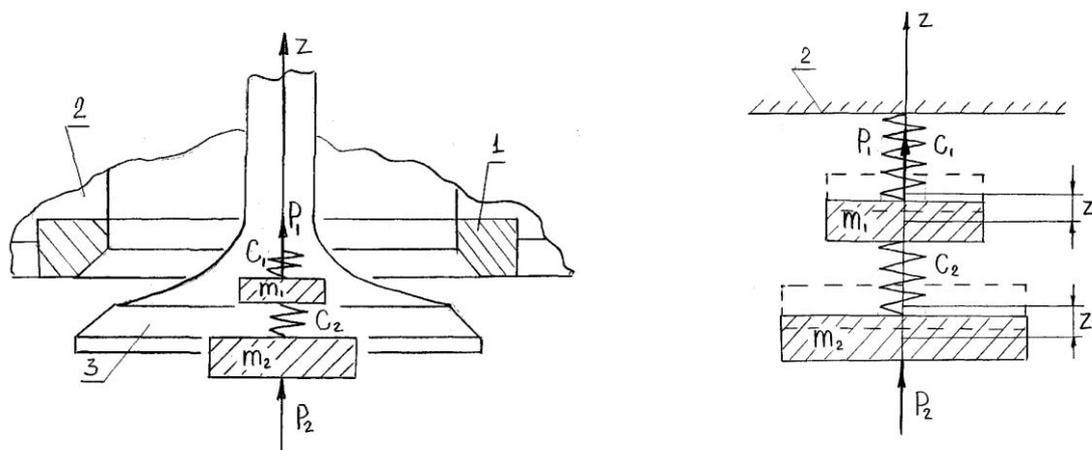


Рисунок 4 – Расчетная схема

Потенциальную энергию системы можно определить как сумму потенциальных энергий  $\Pi = \Pi_1 + \Pi_2$  деформированных упругих связей  $C_1$  и  $C_2$ , которые соответственно могут быть определены по следующим формулам:

$$\Pi_1 = \frac{1}{2} c_1 (f_1 + z_1)^2 - \frac{1}{2} c_1 f_1^2 + \frac{1}{2} c_2 (f_2 + z_2 - z_1)^2 - \frac{1}{2} c_2 f_2^2, \quad (1)$$

$$\Pi_2 = -P_1 z_1 - P_2 z_2. \quad (2)$$

Тогда

$$\Pi = \frac{1}{2} c_1 (f_1 + z_1)^2 - \frac{1}{2} c_1 f_1^2 + \frac{1}{2} c_2 (f_2 + z_2 - z_1)^2 - \frac{1}{2} c_2 f_2^2 - P_1 z_1 - P_2 z_2. \quad (3)$$

где  $f_1$  и  $f_2$  – статические прогибы упругих связей  $C_1$  и  $C_2$ .

Преобразуем уравнение (3) с учётом условия равновесия рассматриваемой системы:

$$\left( \frac{\partial \Pi}{\partial z_1} \right)_0 c_1 f_1 - c_2 f_2 - P_1 = 0; \quad \left( \frac{\partial \Pi}{\partial z_2} \right)_0 c_2 f_2 - P_2 = 0;$$

В результате можно записать уравнение потенциальной энергии для выше представленной расчётной схемы, которое имеет вид:

$$\Pi = \frac{1}{2} [(c_1 + c_2) z_1^2 - 2c_2 z_1 z_2 + c_2 z_2^2]$$

Используя полученные выражения для кинетической и потенциальной энергий из свойств определённости и положительности квадратичных форм можно определить значения коэффициентов инерции и жёсткости:

$$a_{11} = m_1 = P_1/g, \quad a_{12} = 0, \quad a_{22} = m_2 = P_2/g, \quad c_{11} = c_1 + c_2, \quad c_{12} = -c_2, \quad c_{22} = c_2.$$

Подставляя эти коэффициенты в уравнение частот, которое имеет вид  $(c_{11} - a_{11}k_2)(c_{22} - a_{22}k_2) - (c_{12} - a_{12}k_2)^2 = 0$ , получим формулу для вычисления частот главных колебаний рассматриваемой системы масс  $m_1$  и  $m_2$  вида:

$$k_{1,2} = \sqrt{\frac{c_2 P_1 + (c_1 + c_2) P_2}{2 P_1 P_2} g \mp \sqrt{\left[ \frac{c_2 P_1 + (c_1 + c_2) P_2}{2 P_1 P_2} g \right]^2 - \frac{c_1 c_2}{P_1 P_2} g^2}} . \quad (4)$$

Определив частоты главных колебаний системы можно вычислить коэффициенты распределения и амплитуды колебаний по зависимостям:

$$\mu_1 = -\frac{c_{11} - a_{11}k_1^2}{c_{12} - a_{12}k_1^2}, \quad \mu_2 = -\frac{c_{11} - a_{11}k_2^2}{c_{12} - a_{12}k_2^2}, \quad A_2^{(1)} = \mu_1 A_1^{(1)}, \quad A_2^{(2)} = \mu_2 A_1^{(2)}$$

Анализируя конструкцию и работу предложенного технического решения видно, что наличие дросселей 10 (см. рис.3) выполненных в подвижном седле позволяет демпфировать ударные нагрузки, приложенные как к седлу, так и к тарелке клапана в режимах его закрытия. Поэтому важнейшим параметром такого эффекта является коэффициент демпфирования  $\alpha(t)$ , который, как известно, зависит от сопротивлений тока газа в дроссельном канале, его геометрии, плотности газа и турбулентности его потока. Чтобы установить значение такого коэффициента необходимо в первую очередь знать весовой расход газа  $W$  проходящего через такой дроссель, величину которого можно определить по зависимости [4]:

$$W = \mu_1 c^* A \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} \left[ f \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \right],$$

где  $\mu_1$  – безразмерный коэффициент расхода, который может принимать значения примерно 0,8 или 1,0 в зависимости от условия течения газа;

$A$  – площадь дроссельного канала,  $m^2$ ;

$p_1$  – давление газа перед дросселем,  $n/m^2$ ;

$p_2$  – давление газа после дросселя,  $n/m^2$ ;

$T$  – температура газа перед дросселем,  $град$ ;

$c^*$  – постоянная, зависящая от физических свойств и состояния газа.

Численное значение постоянной  $c^*$  можно определить по формуле [4]:

$$c^* = g \sqrt{\frac{k}{gR \left( \frac{k+1}{2} \right)^{(k+1)(k-1)}}},$$

где  $g$  – ускорение силы тяжести,  $m/c^2$ ;

$k$  – показатель адиабаты;

$R$  – газовая постоянная,  $m/град$ .

В итоге коэффициент демпфирования  $\alpha(t)$  можно вычислить по формуле:

$$\alpha(t) = \frac{128 \cdot \mu \cdot K \cdot l \cdot S^2 \cdot \zeta}{\pi \cdot d^4} .$$

где  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости газа,  $n \cdot c/m^2$ ;

$l$  – длина дроссельного канала,  $m$ ;

$S$  – приведённая площадь подвижного седла клапана,  $m^2$ ;

$\zeta$  – коэффициент газовых потерь в дросселе;

$K$  – коэффициент учитывающий турбулентность потока газа в дроссельном канале;

$d$  – диаметр дроссельного канала,  $m$ .

В качестве объекта исследования рассмотрим дизель 14Д40 тепловоза М62, который представляет собой двухтактный двенадцати цилиндровый двигатель простого действия с прямоточной клапанно-щелевой продувкой, двухрядным V – образным расположением цилиндров и комбинированной двухступенчатой системой наддува. Мощность дизеля составляет 2000 л.с. и частота вращения коленчатого вала 750 мин-1. Для обеспечения работы ди-

зеля в каждой крышке цилиндра установлено по четыре выпускных клапана, выполненных из жаростойкой стали. Клапаны прижимаются к седлу пружинами и открываются траверсой взаимодействующей одновременно с двумя клапанами через гидротолкатели. На каждом клапане установлены одна в одной две пружины со следующими геометрическими характеристиками: наружный диаметр  $D1 = 80,0\text{мм}$  с диаметром проволоки  $d1 = 11,0\text{мм}$  и  $D1 = 60,0\text{мм}$  с  $d2 = 8,0\text{мм}$ . Высота пружин  $H = 130\text{мм}$ , при этом их жёсткости соответственно равны  $C1 = 7,56\text{кгс/мм}$  и  $C2 = 3,6\text{кгс/мм}$ . Максимальная рабочая нагрузка для каждой из пружин равна  $P1 = 370\text{кгс}$  и  $P2 = 175\text{кгс}$ . Результаты расчёта приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты расчета

Параметр	Серийный дизель 14Д40	Модернизированный дизель 14Д40
Круговая частота главных колебаний клапана, $c^{-1}$	73,5	73,5
Круговая частота главных колебаний седла, $c^{-1}$	2,38	0,64
Амплитуда вынужденных колебаний клапана, мм.	40	40
Амплитуда вынужденных колебаний седла, мм.	0,02	0,085
Ударная нагрузка, приложенная к седлу клапана, $H$ .	$2,3 \cdot 10^2$	$1,2 \cdot 10^2$
Коэффициент демпфирования, $\alpha(t)$	–	$1,63 \cdot 10^3$
Жёсткость тарелки клапана, $C_2$ кгс/мм	720	720
Жёсткость седла клапана, $C_1$ кгс/мм	830	614
Масса седла клапана, $m_1$ кгс·с <sup>2</sup> /м	0,01	0,0076
Масса клапана, $m_2$ кгс·с <sup>2</sup> /м	0,085	0,085

Анализ полученных численных значений для серийного и предложенного газораспределительного механизма дизеля 14Д40 показывает, что ударная нагрузка, приложенная к тарелке клапана при контактировании его с модернизированным седлом, выполненным по патенту RU2403408, снижается в среднем в 1,91 раза, что в итоге позволит увеличить срок службы данного узла газораспределительного механизма тепловозного такого дизеля.

Результаты исследования переданы руководству Елецкого отделения Юго-Восточной железной дороги филиала ОАО «РЖД» в виде промежуточного отчёта, а так же рекомендуются отечественным и зарубежным научным и производственным структурам проектирующим, изготавливающим и модернизирующим различные по назначению двухтактные и четырёхтактные ДВС для возможного внедрения перспективного газораспределительного механизма в практику.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Глаголев, Н.М. Тепловозные двигатели и газовые турбины / Н.М. Глаголев и др. – Трансжелдориздат. Москва. 1957. – 460с.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей/Под. ред. А.С. Орлина и М.Т. Круглова.- М.: Машиностроение. 1990.- 288с.
3. Яблонский, А.А. Курс теории колебаний / А.А. Яблонский, С.С. Норейко. – М.: Высшая школа, 1966.-254с.
4. Чупраков, Ю.И. Основы гидро- и пневмоприводов / Ю.И. Чупраков. – М.: Машиностроение, 1966.- 159с.

**Савин Леонид Алексеевич**

Госунiversитет – УНПК, г. Орел

Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Мехатроника и международный инжиниринг»

E-mail: savin@ostu.ru

**Сливинский Евгений Васильевич**

ФГОБУ ВПО «Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина»

Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Прикладная механика и инженерная графика»

Тел. +7 (47467) 63931

E-mail: evgeni\_sl@mail.ru

**Митина Татьяна Евгеньевна**

ФГОБУ ВПО «Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина»

Ассистент кафедры «Прикладная механика и инженерная графика»

Тел. +7 (47467) 63931

E-mail: mitina@rambler.ru

**Пивоваров Олег Андреевич**

ФГОБУ ВПО «Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина»

Ассистент кафедры «Прикладная механика и инженерная графика»

Тел. +7 (47467) 9-87-80

E-mail: ole8lud@rambler.ru

---

L.A. SAVIN, E.V.SLIVINSKY, I.E. MITINA, O.A. PIVOVAROV

**INCREASE OF RELIABILITY OF THE TIMING OF LOCOMOTIVE  
DIESEL ENGINE DUE TO THE DECLINE IN THE IT LOADS**

*Experience of development information on the study of the power loading of the element base of modernized locomotive diesel engine camshaft in it of shock and vibration. The study is based on the new solution, which implies reducing the shock on contact plate of the valve to its seat. The report presents the estimated ratio and the results of the performance of diesel engines. Development of recommended research and industrial structures in the field of mechanical engineering, and repair with the purpose of its further study and possible implementation in practice.*

**Keywords:** diesel engines, gas distribution, shocks, seat, valve plate.

**BIBLIOGRAPHY**

1. Glagolev, N.M. Teplovoznnye dvigateli i gazovye turbiny / N.M. Glagolev i dr. – Transzheldoriz-dat. Moskva. 1957. – 460s.
2. Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Ustrojstvo i rabota porshnevnyh i kombinirovannyh dvigatelej/Pod. red. A.S. Orlina i M.T. Kruglova.- M.: Mashinostroenie. 1990.- 288s.
3. Jablonskij, A.A. Kurs teorii kolebanij / A.A. Jablonskij, S.S. Norejko. – M.: Vysshaja shkola, 1966.-254s.
4. Chuprakov, Ju.I. Osnovy gidro- i pnevmoprivodov / Ju.I. Chuprakov. – M.: Mashinostroenie, 1966.-159s.

**Savin Leonid Alekseevich**

State University – ESPC

Doctor Sc. Technical, Head of the Department “Mechatronics and International Engineering”

E-mail: savin@ostu.ru

**Slivinskii Yevgeny Vasilyevich**

FSEI HVT " Elets State University of I.A. Bunin "

Doctor of Technical Sciences, professor, head of "Applied Mechanics and Engineering Graphics"

Tel. +7 (47467) 63931

E-mail: evgeni\_sl@mail.ru

**Mitina Tatiana Yevgenievna**

FSEI HVT " Elets State University of I.A. Bunin "

Assistant of "Applied Mechanics and Engineering Graphics"

Tel. +7 (47467) 63931

E-mail: mitina@rambler.ru

**Pivovarov Oleg Andreevich**

FSEI HVT "Elets State University of I.A. Bunin"

Assistant of "Applied Mechanics and Engineering Graphics"

Tel. +7 (47467) 9-87-80

E-mail: ole8lud@rambler.ru

## ВЛИЯНИЕ ЭФФЕКТА БАУШИНГЕРА НА ЛИСТОВУЮ ВЫРУБКУ

*Описано устройство для реверсивной листовой вырубки с возможностью перенастройки на различные соотношения первичной и реверсивной деформаций с учетом эффекта Баушингера.*

**Ключевые слова:** листовая вырубка, эффект Баушингера, высота заусенца, математическая модель.

В связи с увеличением требований к точности и качеству изделий, уменьшением трудоёмкости их изготовления и ростом производительности труда возрос интерес к проблеме заусенцеобразования. Доля операций по удалению заусенцев может составлять до 30% от трудоёмкости вырубки детали, а в оптико-механической и электронной промышленности превышает её в 4-5 раз, поэтому исследование механизмов образования заусенцев является перспективным направлением для изучения.

На сегодняшний день отсутствует универсальный способ устранения образования заусенцев, который позволил бы при небольших финансовых вложениях устранить появление заусенцев или свести их к минимуму, сохраняя высокую производительность.

Представляет интерес использование эффекта Баушингера [1], согласно которому прочностные характеристики материала, в частности предел пропорциональности, значительно снижается при повторном нагружении усилием противоположного знака.

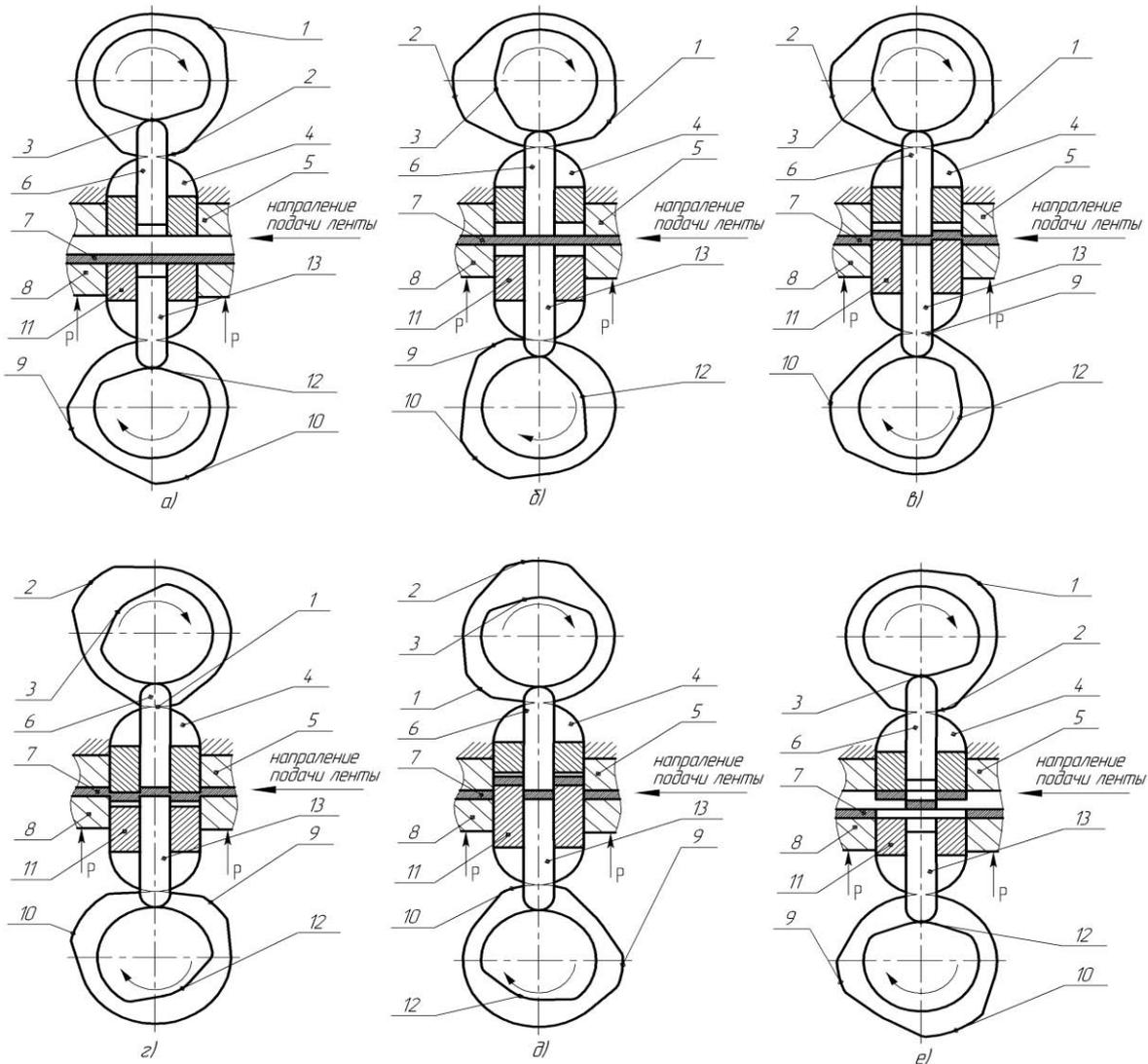
Предложенная в источниках [2,3] математическая модель подтверждает образования заусенцев показывает, что решающим фактором для уменьшения высоты заусенцев является число реверсов, то есть число предварительных внедрений рабочего инструмента в заготовку перед окончательной вырубкой. Проведенные эксперименты с применением знакопеременного нагружения показали возможность получения деталей с меньшими заусенцами.

В работе [4] на основе проведенных экспериментов описано, что для уменьшения заусенцев оптимальным с технической и экономической сторон является трехстадийная реверсивная вырубка, которая включает первичное внедрение рабочего инструмента в заготовку на определенную глубину, реверсивное воздействие на заготовку с противоположной стороны и окончательное воздействие, которое имеет вектор нагружения, совпадающий с вектором нагружения первичной деформации. Но для каждого материала необходимо определять процент внедрения рабочего инструмента в заготовку на стадиях первичной и реверсивной нагрузок.

Оптимальное соотношение первичной, реверсивной и окончательной вырубок зависит от физико-механических свойств обрабатываемых материалов и может быть реализовано с помощью описываемой ниже оснастки за счет изменения профиля кулачка для различных обрабатываемых материалов, что делает приспособление универсальным.

Для создания на практике трехстадийного реверсивного нагружения нами была спроектирована оснастка [5], содержащая узлы относительного перемещения в виде двух согласованно вращающихся кулачков с двойными профилями.

Оснастка для реверсивной вырубки деталей представленная на рисунке 1, содержит верхний двойной кулачок, который имеет большой профиль с выступами 1 и 2, и малый профиль с выемкой 3. Большой профиль с выступами 1 и 2 контактирует с верхней пуансон-матрицей 4, которая вмонтирована в неподвижную матрицу 5, а малый профиль с выемкой 3 контактирует с верхним пуансоном 6. Заготовка 7 находится на подвижном прижиме 8. Нижний двойной кулачок, имеющий большой профиль с выступами 9 и 10, контактирует с нижней пуансон-матрицей 11 и малый профиль с выемкой 12, который контактирует с нижним пуансоном 13.



**Рисунок 1 – Этапы деформирования заготовки при реверсивной листовой штамповке**  
 а) подача заготовки-ленты; б) закрепление заготовки-ленты; в) первичная деформация;  
 г) реверсивная деформация; д) окончательная вырубка; е) съем детали

Оснастка работает следующим образом. В начале цикла (рис. 1 б) заготовку-ленту 7 подают в рабочую зону штампа специальным шаговым устройством (на рисунке не показано), и зажимают между неподвижной матрицей 5 и подвижным прижимом 8. Прижим осуществляется с усилием  $P$ , которое подчиняется следующей зависимости:

$$P = L s g_{\text{прж}}, \quad (1)$$

где  $L$  – периметр контура вырубki,  
 $s$  – толщина штампуемого материала,  
 $g_{\text{прж}}$  – удельное усилие  $\text{Н/мм}^2$ .

Усилие прижима достигают любым устройством, например клиновым (на рисунке не показано) и определяют по нормативам [6].

Верхний и нижний кулачки синхронно вращаются и малым профилем перемещают пуансоны 6 и 13 в нижнюю точку, таким образом происходит фиксация отхода.

На следующем шаге цикла (рис. 1 в) происходит первичная деформация. Верхняя пуансон-матрица 4 попадает между выступами 2 и 1 большого профиля верхнего кулачка, в результате чего отводится вверх от заготовки (так как она подпружинена). После этого пуансон-матрица 11 попадает на выступ 9 и внедряется в заготовку 7 на рассчитанную величину первичной деформации, совершая вторичную деформацию противоположного знака.

В очередном шаге цикла (рис. 1 г) происходит реверсивная деформация. Нижняя пуансон-матрица 11 попадает между выступами 9 и 10 большого профиля нижнего кулачка, в результате чего отводится вниз от заготовки. После этого верхняя пуансон-матрица 4 попадает на выступ 1 большого профиля верхнего кулачка и внедряется в заготовку в противоположном направлении на рассчитанную величину.

После этого происходит окончательная вырубка (рис. 1 д). Верхняя пуансон-матрица 4 попадает между выступами 1 и 2 большого профиля верхнего кулачка, в результате чего отводится вверх от заготовки. Затем нижняя пуансон-матрица 11 попадает на выступ 10 большого профиля нижнего кулачка и внедряется в заготовку на величину внедрения пуансона  $a$  при толщине заготовки  $s$ . Величина  $a$  подчиняется следующей зависимости:  $a > s + (0.01-0.05)$  мм.

В конце цикла происходит выталкивание заготовки из матрицы. Верхний пуансон 6 попадает во впадину 3 на малом профиле верхнего пуансона, в результате чего отводится вверх от заготовки. В это же время нижний пуансон 13 попадает во впадину 12 малого профиля нижнего пуансона и отводится вниз от заготовки. Отход освобождается и выдувается воздухом из рабочей зоны устройства. В это же время заготовка-лента 7 разжимается путем отвода подвижного прижима 8. Затем верхняя пуансон-матрица 4 попадает на выступ 2 большого профиля верхнего кулачка и выталкивает готовую деталь из матрицы 5, после чего она выдувается из рабочей зоны устройства. После этого шаговое устройство подает ленту 7 на величину шага и цикл повторяется.

Новизна предложенного устройства заключается в том, что за счет смены кулачков можно изменять количество циклов нагружения и устанавливать различную программу нагружения.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кузнецов, В.Д. Физика твердого тела / В.Д. Кузнецов. – Томск. – Полиграфиздат. – Т.2. – 1941-724 с.
2. Сергиев, А.П. Математическая модель процесса заусенцеобразования / Сергиев А.П. // Сборник научных и научно-методических докладов международной научно-практической конференции преподавателей, сотрудников и аспирантов. Старый Оскол: СТИ НИТУ МИСиС, 2009. – Т. 3. с. 197 – 200.
3. Сергиев, А.П. Математическая модель процесса заусенцеобразования / Сергиев А.П. // Материалы научно-технической конференции «Взгляд молодежи на перспективы развития производства». Старый Оскол: ЗАО «Старооскольский завод автотракторного электрооборудования им. А.М. Мамонова», 2010. – с. 9 – 15.
4. Сергиев, А.П. Экспериментальное исследование математической модели процесса заусенцеобразования / Сергиев А.П., Логачев В.Н., Проскурин А.А. // Материалы 4 Международной научной конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Научный потенциал студенчества в 21 веке». Естественные и технические науки. Ставрополь: СевКавГТУ, 2010. – Т. 1. с. 299 – 303.
5. Пат. 2399451 Российская Федерация, МПК В 21 D. Устройство для реверсивной вырубки шайбы из листовой заготовки / Сергиев А.П., Проскурин А.А., Логачев В.Н. – № 2008145969; заявл. 21.11.2008; опубл. 20.09.2010, Бюл. № 26. – 6с.
6. Рудман, Л.И. Справочник конструктора штампов: Листовая штамповка / Л.И. Рудман. – М.: Машиностроение, 1988 - 496 с.: ил.

#### **Сергиев Аркадий Петрович**

Старооскольский технологический институт, г. Старый Оскол  
Доктор технических наук, профессор кафедры ТОММ  
8 (917) 555-39-03  
E-mail: vnlogchev@mail.ru

#### **Проскурин Александр Александрович**

ЗАО «Старооскольский завод автотракторного электрооборудования имени А.М. Мамонова»  
Инженер-конструктор, аспирант  
8 (917) 555-39-03  
E-mail: vnlogchev@mail.ru

#### **Логачев Валентин Николаевич**

ЗАО «Техно Экспресс»  
Руководитель отдела, аспирант  
8 (917) 555-39-03  
E-mail: vnlogchev@mail.ru

A.P. SERGIEV, A.A. PROSKURIN, V.N. LOGACHEV

## THE INFLUENCE OF BAUSCHINGER' EFFECT ON THE SHEET CUTTINGS

*The device for reversing sheet cutting down with possibility to be reconfigured to different ratios of primary and reversible deformation considering Bauschinger effect is described.*

**Keywords:** sheet cutting, Bauschinger effect, burr height, mathematical model.

### BIBLIOGRAPHY

1. Kuznecov, V.D. Fizika tverdogo tela / V.D. Kuznecov. – Tomsk. – Poligrafizdat. – T.2. – 1941-724 s.
2. Sergiev, A.P. Matematicheskaja model' processa zausenceobrazovanija / Sergiev A.P. // Sbornik na-uchnyh i nauchno-metodicheskikh dokladov mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferencii prepodavatelej, sotrudnikov i aspirantov. Staryj Oskol: STI NITU MISiS, 2009. – T. 3. s. 197 – 200.
3. Sergiev, A.P. Matematicheskaja model' processa zausenceobrazovanija / Sergiev A.P. // Materialy nauchno-tehnicheskaj konferencii «Vzgljad molodezhi na perspektivy razvitija proizvodstva». Staryj Oskol: ZAO «Starooskol'skij zavod avtotraktornogo jelektrooborudovanija im. A.M. Mamonova», 2010. – s. 9 – 15.
4. Sergiev, A.P. Jeksperimental'noe issledovanie matematicheskaj modeli processa zausenceobrazovanija / Sergiev A.P., Logachev V.N., Proskurin A.A. // Materialy 4 Mezhdunarodnoj nauchnoj konferencii studentov, aspirantov i molodyh uchenyh «Nauchnyj potencial studenchestva v 21 veke». Estestvennye i tehni-cheskie nauki. Stavropol': SevKavGTU, 2010. – T. 1. s. 299 – 303.
5. Pat. 2399451 Rossijskaja Federacija, MPK V 21 D. Ustrojstvo dlja reversivnoj vyrubki shajby iz listovoj zagotovki / Sergiev A.P., Proskurin A.A., Logachev V.N. – № 2008145969; zajavl. 21.11.2008; opubl. 20.09.2010, Bjul. № 26. – 6s.
6. Rudman, L.I. Spravochnik konstruktora shtampov: Listovaja shtampovka / L.I. Rudman. – M.: Mashinostroenie, 1988 - 496 s.: il.

#### **Sergiev Arcady Petrovitch**

Starooskolsky institute of technology, Stary Oskol  
Doctor of engineering, professor of TOMM chair  
8 (917) 555-39-03  
E-mail: vnlogchev@mail.ru

#### **Proskurin Alexander Aleksandrovich**

CJSC «Starooskolsky factory of autotractor and electrical behalv of A. M. Mamonova»  
Design engineer, graduate student  
8 (917) 555-39-03  
E-mail: vnlogchev@mail.ru

#### **Logachev Valentin Nikolaevich**

CJSC «Techno Express»  
The head of department, graduate student  
8 (917) 555-39-03  
E-mail: vnlogchev@mail.ru

# МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ИНСТРУМЕНТЫ

УДК 621.7.012.5

Р.В. АНИСИМОВ, А.С. ТАРАПАНОВ

## **СИЛЫ РЕЗАНИЯ ПРИ ЗУБОДОЛБЛЕНИЯ КОЛЕС С ВНУТРЕННИМИ ЗУБЬЯМИ НЕЭВОЛЬВЕНТНОГО ПРОФИЛЯ**

*В статье рассматриваются особенности зубодолбления колес с внутренними неэвольвентными зубьями. Представлена методика определения сил резания при нарезании колес с неэвольвентными внутренними зубьями. Приведены результаты анализа сил резания для обработки зубчатых колес с треугольным, храповым, прямоугольным, циклоидальным профилем зуба. Даны рекомендации по назначению режимов зубодолбления.*

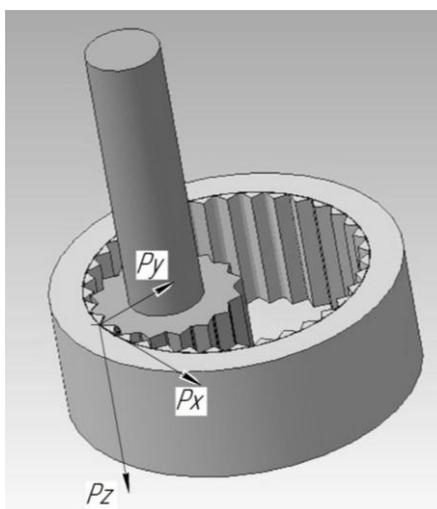
**Ключевые слова:** зубодолбление, силы резания, внутреннее зацепление, неэвольвентный профиль.

Силы резания являются основным параметром процесса обработки зубчатой поверхности, определяющим качество нарезаемых зубчатых колес и стойкость режущего инструмента. Зная силы резания можно рассчитать и обоснованно выбрать режущий инструмент, приспособления, а также мощность, затрачиваемую на резание или рациональный режим работы станка.

При изучении процессов происходящих при резании основной задачей является определение степени влияния различных факторов на составляющие сил резания. Большинство методик применяют математический аппарат прогнозирования сил резания для инструмента с прямолинейными режущими кромками и кинематически простыми движениями.

Для прогнозирования сил резания целесообразно использовать универсальный подход, заключающийся в математическом отображении схемы резания [1] с последующим определением кинематических параметров режущей части долбяков и толщин снимаемого слоя, являющихся основой прогнозирования сил резания, точности обработки деталей и качества формируемой поверхности.

Сила резания, действующая на каждом зубе долбяка, раскладывается на составляющие силы:  $P_z$ - вертикальную составляющую, направленную параллельно оси долбяка и заготовки,  $P_y$ - радиальную составляющую, направленную по межосевому перпендикуляру,  $P_x$ - окружную составляющую, действующая нормально межосевому перпендикуляру (рис. 1).



*Рисунок 1 – Составляющие сил резания при зубодолблении колес с внутренними неэвольвентными зубьями*

В большинстве случаев исследования процесса зубодолбления проводились, как правило, при обработке колес с внутренними зубьями эвольвентного профиля. Поэтому в нашем случае предложена обобщенная методика определения динамических характеристик процесса зубодолбления колес с внутренними зубьями неэвольвентного профиля, которая заключается в определении удельных сил на единицу длины режущего лезвия и последующем суммировании их по всем режущим кромкам, участвующим в резании. Для определения удельной силы резания  $\Delta P$  (Н/мм) применяются следующие расчетные зависимости, полученные экспериментально [2]:

В диапазоне толщин срезаемого слоя от 0,01 до 0,5 мм, передних углов - от -0,0175 рад до 0,0349 рад и задних углов – от  $0,873 \cdot 10^2$  рад до 0,0524 рад:

$$\begin{aligned} \Delta P_z &= (1,7 \cdot 10^2 \cdot a^{0,9} + 4,3 - 9(\gamma - \Delta\gamma)) \cdot (\alpha - \Delta\alpha)^{-0,07} \cdot 9,8K_{Pz} \\ \Delta P_y &= (0,44 \cdot 10^2 \cdot a^{0,95} + 1,4 - 3,4(\gamma - \Delta\gamma)) \cdot (\alpha - \Delta\alpha)^{-0,2} \cdot 9,8K_{Py} \end{aligned} \quad (1)$$

где  $a$  – толщина срезаемого слоя,

$\gamma$  – передний угол долбяка,

$\Delta\gamma$  – кинематическое изменение переднего угла,

$\alpha$  – задний угол,

$\Delta\alpha$  – кинематическое изменение заднего угла,

$K_{Pz}$  и  $K_{Py}$  – обобщенные поправочные коэффициенты, равные произведению коэффициентов  $K_M$ ,  $K_{COЖ}$ ,  $K_h$  и  $K_V$ , учитывающие влияние следующих факторов:  $K_M$ - материала;  $K_{COЖ}$ - СОЖ;  $K_h$ - износа инструмента;  $K_V$ - скорости резания.

В диапазоне толщин срезаемых слоев от 0 до 0,01:

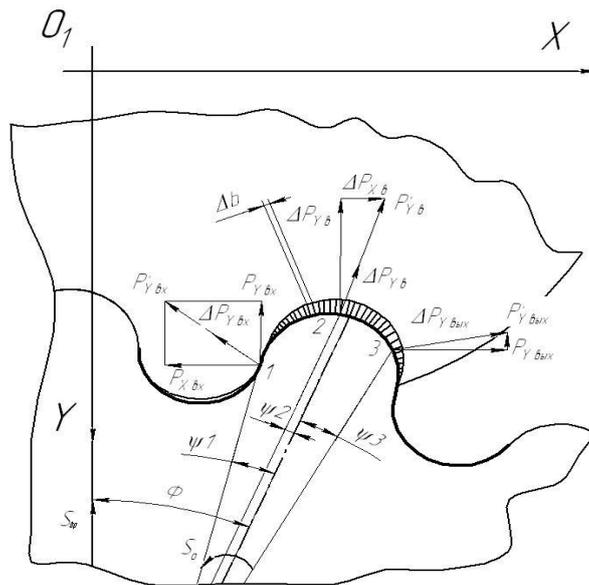
$$\begin{aligned} \Delta P_z &= (57 + 2210a)K_{Pz} \\ \Delta P_y &= (67,5 + 1480a)K_{Py} \end{aligned} \quad (2)$$

Суммируя произведения удельной силы, возникающие на элементарном участке режущего лезвия, на этот участок получим:

$$P_z = \left( \sum \Delta P_z \Delta b \right) \cdot K_{cl} \quad (3)$$

где  $K_{cl}$  – коэффициент учитывающий сложность формирования стружки;

Для получения составляющих сил резания  $P_y$  и  $P_x$  необходимо спроектировать силы, действующие на элементарные участки лезвия (рис. 2) соответственно на направление межосевого перпендикуляра  $O_1O$  (ось  $Y$ ) и направление, нормальное ему (ось  $X$ ):



**Рисунок 2 – Определение составляющих резания**

Силы, действующие на режущие лезвия, определяются по формулам [3]:

$$P_y = \sum \Delta P_y \Delta b \cos(\Phi + \psi_{y0}) K_{cl} \quad (4)$$

$$P_x = \sum \Delta P_x \Delta b \sin(\Phi + \psi_{y0}) K_{cl} \quad (5)$$

где  $\Phi$  – угол положения зуба долбяка относительно межосевого расстояния;

$\psi_{y0}$  - угол между радиус-вектором точки бокового режущего лезвия долбяка и линией симметрии зуба;

Используя зависимости (1) - (5) можно найти составляющие силы резания в любой момент работы зуба долбяка при нарезании впадины колеса для любых начальных параметров - профиля зуба, подачи, чисел зубьев колеса и долбяка. При этом предусматривается визуализация изменения значений сил, действующих на каждое режущее лезвие, как одного зуба долбяка, так и для всех зубьев находящихся в резании.

При определении составляющих силы резания колес с внутренними треугольными, циклоидальными, храповыми и прямоугольными зубьями обобщающими данными являются:

- высота зубьев  $h=5$  мм
- число колеса  $z_0 = 19$
- толщина зубчатого венца  $b= 90$  мм;
- материал зубчатого колеса - сталь 45

Для обработки колес были спрофилированы зубья долбяков. Полученные профили зубьев представлены на рисунке 3.

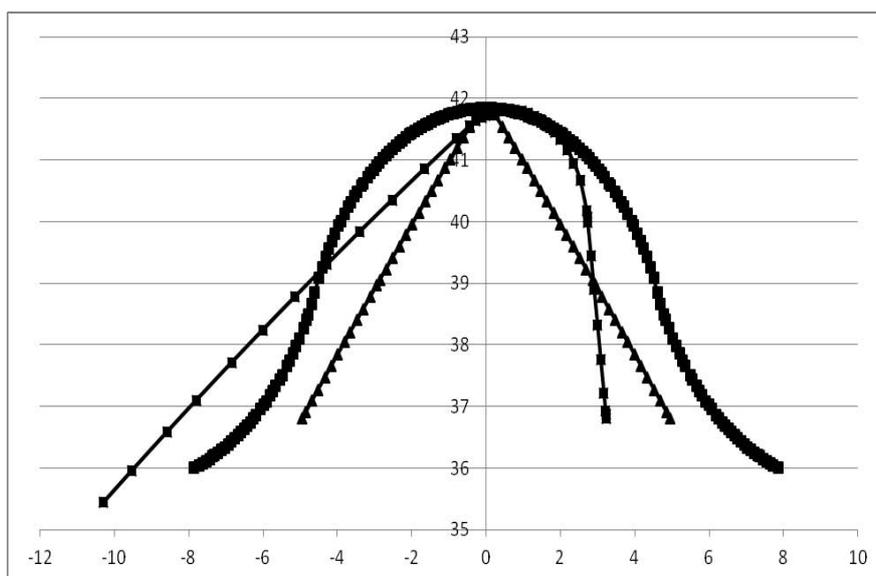


Рисунок 3 – Профили зуба долбяка для обработки треугольной, циклоидальной и храповой впадин

Расчеты составляющих сил резания произведены для следующих режимов зубодолбления:  $S_{кр}= 0.44$  мм/дв.ход, скорость резания  $V= 20,5$  м/мин, без применения СОЖ.

На рисунках 4, 5 и 6 представлены составляющие сил резания при работе одного зуба во время нарезания впадины колес с внутренними зубьями треугольного, прямоугольного, циклоидального и храпового профиля. Амплитуда колебания составляющих сил резания, особенно радиальная и окружная составляющие, характеризуют степень ее действия на технологическую систему и во многом определяют погрешность обработки [3]. На графиках изменение окружной составляющей  $P_x$  постоянно по направлению и изменяется только по величине.

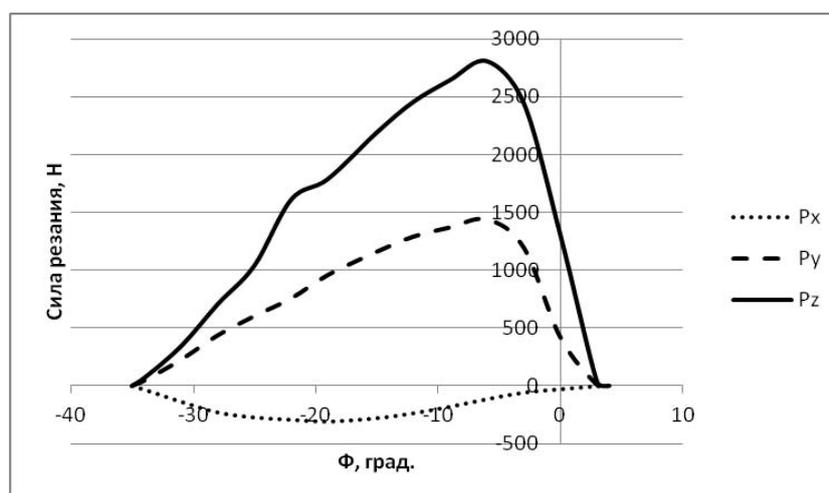


Рисунок 4 – Изменение составляющих сил резания при работе одного зуба за вермя нарезания треугольной впадины зубчатого колеса с внутренними зубьями

При обработке впадины треугольного профиля  $P_x$  составляет 12% от вертикальной силы  $P_z$  и достигает своего максимального значения в начале обработки. При завершении обработки впадины  $P_z$  и  $P_y$  принимают максимальные значения, в то время как  $P_x$  - минимальные значения. Данное явление мы можем наблюдать и при моделировании обработки других профилей. Это объясняется тем, что во время завершения обработки впадины в резании участвуют все режущие лезвия зуба, в результате чего силы  $P_x$  действующие на каждой кромке компенсируют друг друга, а влияние  $P_z$  и  $P_y$  увеличивается.  $P_y$  составляет 58%  $P_z$ . При обработке треугольного профиля значения силы  $P_x$  в 1,5 раза больше чем значения  $P_x$  при обработке впадины зубчатого колеса с эвольвентными зубьями приведенные в [3]. На графике составляющая  $P_z$  увеличивается неравномерно, что объясняется резким увеличением длины активной режущей кромки вследствие работы выходного режущего лезвия

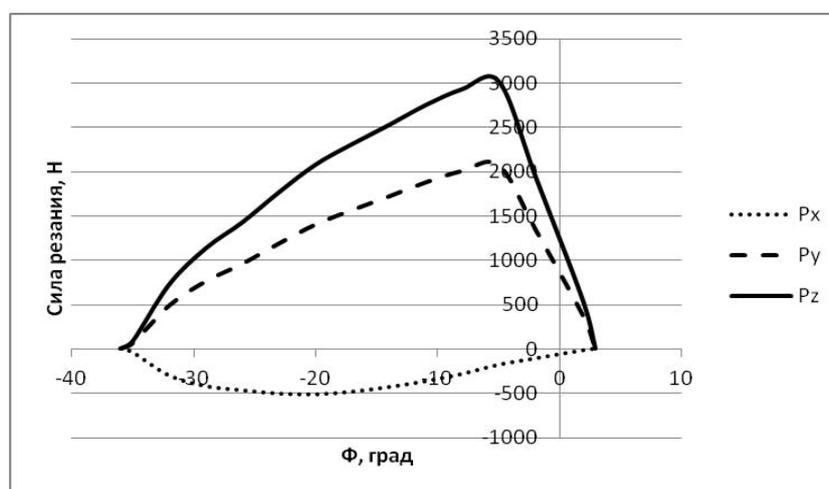


Рисунок 5 – Изменение составляющих сил резания при работе одного зуба за вермя нарезания прямоугольной впадины зубчатого колеса с внутренними зубьями

При обработке прямоугольного профиля  $P_x$  составляет 17% от  $P_z$  и в 1.6 раза больше, чем при обработке треугольного профиля,  $P_y$  в 1,4 раза больше и принимает значения равные 68% от  $P_z$ . Составляющая  $P_z = 3014\text{Н}$ , что в 1.2 раза больше, чем при обработке треугольной впадины. Это объясняется тем, что при завершении обработки впадины в резании участвуют все лезвия зуба долбяка, а суммарная длина режущих кромок при обработке прямоугольной впадины больше чем треугольной при одинаковой высоте зуба.

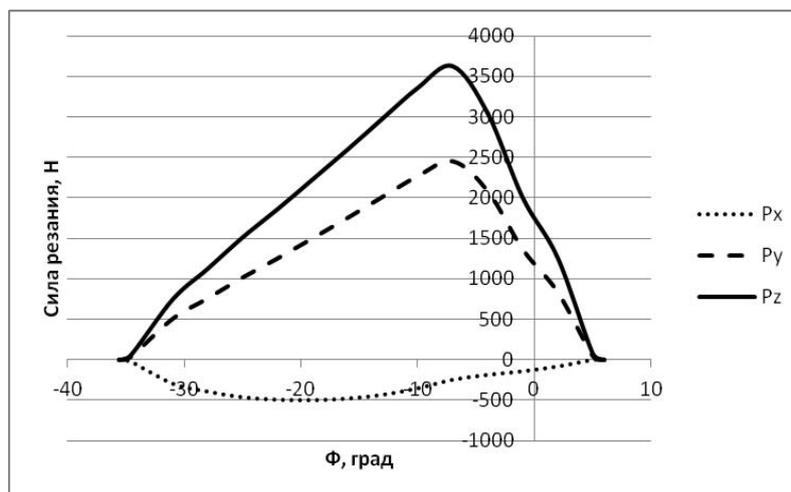


Рисунок 6 – Изменение составляющих сил резания при работе одного зуба за вермя нарезания впадины зубчатого колеса с внутренними циклоидальными зубьями

При обработке циклоидальной впадины силы резания возрастают плавно без скачков, что объясняется плавным входом в работу всех режущих лезвий и малыми толщинами срезаемых слоев. Составляющая  $P_x$  в 1,6 раза,  $P_z$  в 1,4 и  $P_y$  в 1,7 раза больше чем при обработке треугольного профиля. Графики составляющих силы резания при обработке храповой впадины имеют такую же форму и принимают приблизительно такие же значения как при обработке циклоидальной впадины.

При зубодолблении колес с внутренними зубьями в работе одновременно находится несколько зубьев, что ведет к увеличению составляющих сил резания и соответственно к дополнительным деформациям технологической системы, что сказывается на точности обрабатываемого зубчатого колеса. Таким образом, необходимо прогнозировать силы резания не только при работе одного зуба инструмента, но и при работе нескольких зубьев. На графиках (рис. 7, 8, 9, 10) представлено изменение составляющих силы резания с учетом зубьев одновременно находящихся в работе для обработки колес с внутренними треугольными, прямоугольными, циклоидальными и храповыми зубьями. Из графиков видно, что окружная составляющая силы резания имеет постоянное направление, а амплитуда ее колебания и ее величина принимает небольшие значения, что будет вызывать отжатия технологической системы, но величина отжатий будет мала и изменяться они будут незначительно.

Амплитуда колебания  $P_y$  при нарезании колес с треугольными зубьями составляет около 1000Н, а составляющей  $P_z$  – около 2000Н (рис. 7). Максимальные значения  $P_y$  -2038 Н, а  $P_z$  – 4058Н. Значения и амплитуда составляющих сил резания при обработке треугольного профиля позволяют увеличить режимы обработки до 2-х раз, без потери точности.

При обработке прямоугольного профиля амплитуда колебания составляющей  $P_z$  – около 2000 Н, а  $P_y$  – около 1600 Н (рис. 8). Максимальные значения  $P_y$  -3261 Н, а  $P_z$  – 4782 Н. Таким образом, при обработке прямоугольного профиля возможно увеличение режимов резания до 1,8 раза.

При нарезании прямоугольного и треугольного профиля стружка, смещаясь вдоль левого режущего лезвия будет встречать на своем пути стружку, срезаемую его активной частью, что будет приводить к ее попаданию в возникающие зазоры, что вызовет повышенное трение по задней поверхности и приведет к активному абразивному износу инструмента и увеличению составляющих силы резания [2]. Данное явление необходимо учитывать при назначении режимов резания.

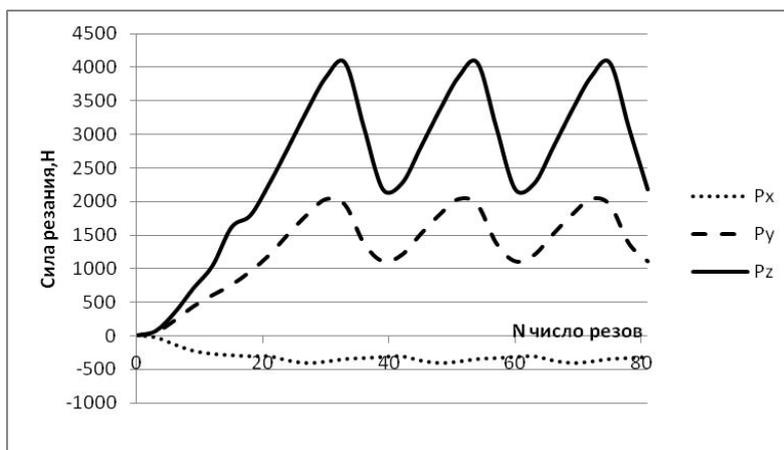


Рисунок 7 – Изменение сил резания при работе всех зубьев находящихся в резании при обработке колеса с внутренними треугольными зубьями

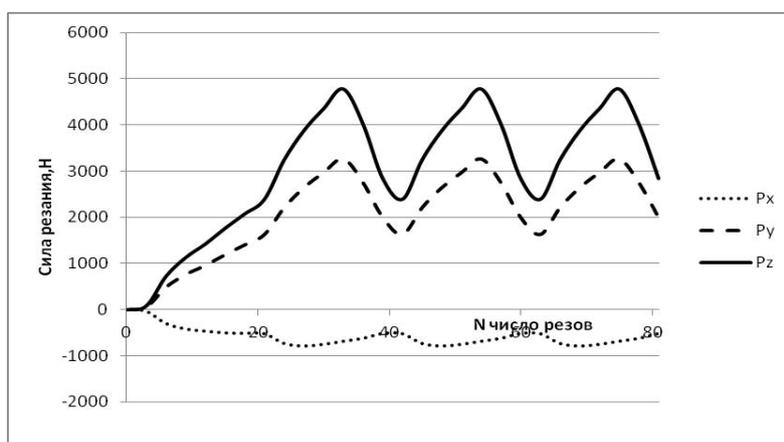


Рисунок 8 – Изменение сил резания при работе всех зубьев находящихся в резании при обработке колеса с внутренними прямоугольными зубьями

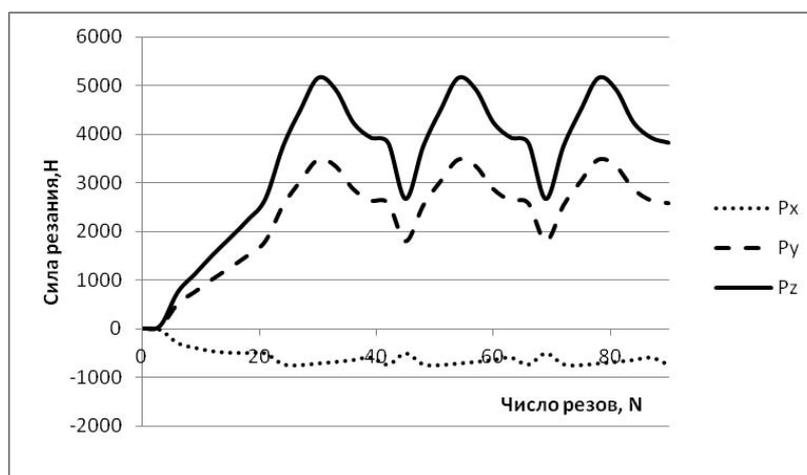


Рисунок 9 – Изменение сил резания при работе всех зубьев находящихся в резании при обработке колеса с внутренними циклоидальными зубьями.

Обработка циклоидального профиля характеризуется амплитудой колебания составляющих  $P_z$  - около 2500 Н и  $P_y$  - около 1700 Н и их большими значениями:  $P_z$  – 5148 Н и  $P_y$  – 3469 Н.

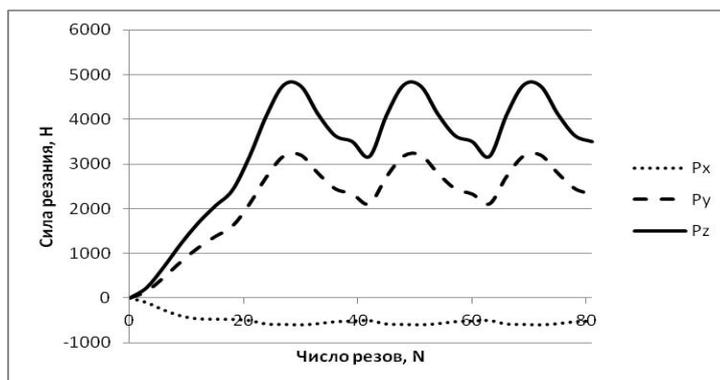


Рисунок 10 – Изменение сил резания при работе всех зубьев находящихся в резании при обработке колеса с внутренними храповыми зубьями

При обработке храпового профиля (рис. 10) амплитуда колебания составляющих  $P_z$  - около 1300 Н и  $P_y$ - около 1100 Н, а максимальные их значения  $P_z$ - 4765 Н,  $P_y$ -3195 Н.

На графиках рисунки 9, 10 при обработке колес с внутренними циклоидальными и храповыми зубьями снижение значений составляющих силы резания  $P_z$  и  $P_y$  происходит неравномерно. Это объясняется тем, что при обработке данных профилей вход в зону резания очередного зуба происходит с резки увеличением активной длины режущей кромки и большими площадями срезаемого слоя. На рисунке 9 составляющая  $P_x$  характеризуется большой амплитудой и частотой колебаний. Очередной зуб долбяка работает вершинной входной кромкой, что дает большое плечо действия составляющей  $P_x$ . Данное явление может вызвать дополнительные погрешности окружного шага.

Таким образом, обработку колес с внутренними циклоидальными и храповыми зубьями рекомендуется производить при увеличении режимов резания в 1,1 - 1,2 раза, применять многопроходное зубодолбление.

Исходя из анализа составляющих сил резания при обработке колес с внутренними зубьями треугольного и прямоугольного профиля возможно увеличение режимов резания до 2-х раз, не оказывая влияния на точностные характеристики нарезаемого зубчатого венца. Изготовление колес с внутренними циклоидальными и храповыми зубьями необходимо производить при увеличении окружных подач в 1,1 – 1,2 раза и применять многопроходное зубодолбление.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анисимов, Р.В. Математическое отображение схем резания и определение толщины срезаемого слоя при обработке неэвольвентных профилей зубчатых колес с внутренними зубьями / Р.В. Анисимов, С.И. Миرونнов // «Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии» №2/3 (280). – Орел: ИПЦ ОрелГТУ, 2010.-5с. – С. 16-21
2. Дерли, А.Н. Повышение эффективности зубодолбления: монография / А.Н. Дерли, А.С. Тарапанов, Г.А. Харламов. – Орел: ОрелГТУ, 2008. – 158с.
3. Тарапанов, А.С. Управление процессом зубодолбления / А.С. Тарапанов, Г.А. Харламов. – М.: Машиностроение, 1999. – 128с.
4. Анисимов, Р.В. Современные технологии и оборудование для зубодолбления колес с внутренними зубьями / Р.В. Анисимов, А.С. Тарапанов // Региональная научно-практическая конференция молодых ученых и аспирантов «Научный потенциал Орловщины в модернизации промышленного комплекса малых городов России»- Орел, 2010. – С. 4-8.

**Анисимов Роман Викторович**

Госуниверситет - УНПК

Тел. 48-18-84

E-mail: roman.anisim@gmail.com

**Тарапанов Александр Сергеевич**

Госуниверситет - УНПК

Доктор технических наук, профессор.

Тел. 48-18-84

E-mail: tarapanov@yandex.ru

R.V. ANISIMOV, A.S. TARAPANOV

## FORCES OF CUTTING AT GEAR SHAPING OF SPROCKETS WITH INTERIOR TEETHS NOT INVOLUTE THE PROFILE

*In paper singularities of gear shaping of sprockets with interior not involute teeth are observed. The technique of definition of forces of cutting is presented at machining of sprockets with not involute interior teeth. Assay values of forces of cutting for machining of toothed wheels with a triangular, ratchet, right-angled, cycloidal tooth profile are resulted. Recommendations to destination gear shaping regimes are made.*

**Keywords:** gear shaping, forces of cutting, interior cogging, not involute a profile.

### BIBLIOGRAPHY

1. Anisimov, R.V. Matematicheskoe otobrazhenie shem rezanija i opredelenie tolwiny srezaemogo sloja pri obrabotke nejevolventnyh profilej zubchatyh koles s vnutrennimi zub'jami / R.V. Anisimov, S.I. Mironov // «Fundamental'nye i prikladnye problemy tehnik i tehnologii» №2/3 (280). – Orel: IPC OrelGTU, 2010.-5s. – S. 16-21
2. Derli, A.N. Povyshenie jeffektivnosti zubodolblenija: monografija / A.N. Derli, A.S. Tarapanov, G.A. Harlamov. – Orel: OrelGTU, 2008. – 158s.
3. Tarapanov, A.S. Upravlenie processom zubodolblenija / A.S. Tarapanov, G.A. Harlamov. – M.: Mashinostroenie, 1999. – 128s.
4. Anisimov, R.V. Sovremennye tehnologii i oborudovanie dlja zubodolblenija koles s vnutrennimi zub'jami / R.V. Anisimov, A.S. Tarapanov // Regional'naja nauchno-prakticheskaja konferencija molodyh uchenyh i aspirantov «Nauchnyj potencial Orloviny v modernizacii promyshlennogo kompleksa malyh gorodov Ros-sii»- Orel, 2010. – S. 4-8.

#### **Anisimov Roman Victorovich**

State University – ESPC

Graduate student of the Department "Technology of Machine Building and Design Technology Computer Science ", «Mechanical engineering and design-engineering informatics», Orel

Phone: (4862) 55-55-24

E-mail: roman.anisim@gmail.com

#### **Tarapanov Alexander Sergeevich**

State University – ESPC

Dr.Sci.Tech., the professor, «Mechanical engineering and design-engineering informatics», Orel

Phone: (4862) 55-55-24

E-mail: tarapanov@yandex.ru

УДК 621.9

Д.А. БЕКТАШОВ, А.А. КРАПОСТИН

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НАДЕЖНОСТИ МИНЕРАЛОКЕРАМИЧЕСКОГО РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

*В статье рассматриваются основные параметры надежности работы минералокерамического режущего инструмента, при обеспечении шероховатости обработанной поверхности.  $R_a$  0,8 - 0,6 мкм*

*Ключевые слова: вероятность безотказной работы, вероятность отказов, интенсивность отказов и параметр распределения.*

### ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в металлообрабатывающей промышленности обработка материалов резанием занимает одно из главных мест. Поэтому правильный выбор заготовки, режущего инструмента и режимов резания обеспечивает снижение себестоимости и высокое качество выпускаемой продукции.

Шероховатость поверхности заготовки является результатом воздействия ряда факторов в процессе ее получения. При обработке заготовки резанием на поверхности возникают микронеровности. Шероховатость, измеренная в направлении движения подачи, обычно больше шероховатости, измеренной в направлении главного движения.

Применение режущего инструмента для труднообрабатываемых материалов из минералокерамики позволяет получить шероховатость обработанной поверхности как при шлифовании ( $R_a$  0,8...0,6 мкм). Это позволяет заменить процесс шлифования - резанием. Но для получения такого качества обработанной поверхности нужно правильно подобрать режимы резания, которые оказывают большое влияние.

### МЕТОДИКА ПОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Исследовался процесс резания инструментом из минералокерамики ВСК 71. В качестве обрабатываемого материала использовалась закаленная инструментальная сталь У8 с твердостью HRC 45...50. При проведении эксперимента использовался резец с механическим креплением режущих четырехгранных пластин, которые имели следующую геометрию режущей части:  $\alpha = 7^\circ$ ,  $\gamma = 0^\circ$ ,  $\varphi = 45^\circ$ ,  $\varphi' = 45^\circ$ .

Для определения влияния режимов резания на качество обрабатываемой поверхности строился полный факторный эксперимент типа  $2^k$  [1]. Первый этап планирования эксперимента для получения линейной модели основан на варьировании факторов на двух уровнях. По известному числу факторов находилось число опытов, необходимых для реализации всех возможных сочетаний уровней факторов по следующей формуле:

$$N=2^k, \quad (1)$$

где  $N$  – число опытов,

$k$  – число факторов,

2 – число уровней.

Эксперимент, в котором реализуются все возможные сочетания уровней факторов, называется полным факторным экспериментом. Так как глубина резания на качество обрабатываемой поверхности особого влияния не оказывает, то для исследования влияния режимов резания выбиралось два фактора - скорость резания и подача. Через  $X_1$  - обозначалась подача, а через  $X_2$ -скорость резания. Если число уровней каждого фактора равно двум, то имеется полный факторный эксперимент типа  $2^2$ . Полученная матрица планирования представлена в таблице 1.

В планировании эксперимента использовались кодированные значения факторов: +1 и -1. Вводились следующие уровни:

Верхний  $S = 0,2$  мм/об (+1)

Нижний  $S = 0,1$  мм/об (-1)

Верхний  $V = 600$  м/мин (+1)

Нижний  $V = 500$  м/мин (-1).

Таблица 1 – Матрица планирования эксперимента  $2^2$

№ опыта	$X_1$	$X_2$	Y
1	+1	-1	$Y_1$
2	+1	+1	$Y_2$
3	-1	-1	$Y_3$
4	-1	+1	$Y_4$

Таким образом, условия эксперимента записывались в виде таблицы, где строки соответствуют различным опытам, а столбцы значениям факторов. Основным параметром качества обработанной поверхности является шероховатость  $R_a$  (Y). После проведения эксперимента получили полную матрицу планирования с результатами, представленными в таблице 2.

Таблица 2 – Полная матрица планирования с результатами эксперимента

№ опыта	$X_0$	$X_1$	$X_2$	$Y_1 (R_a)$ , мкм	$Y_2 (R_a)$ , мкм	$Y_{cp} (R_a)$ , мкм
1	1	+1	-1	1,8	1,6	1,7
2	1	+1	+1	1,3	1,2	1,25
3	1	-1	-1	0,9	0,7	0,8
4	1	-1	+1	0,8	0,7	0,75

Для движения к точке оптимума строилась линейная модель:

$$Y = b_0 + b_1X_1 + b_2X_2. \quad (2)$$

По результатам эксперимента находились значения неизвестных коэффициентов модели  $b_1$  и  $b_2$ . Для подсчета коэффициента  $b_1$  использовался вектор столбец  $X_1$ , а для  $b_2$  - столбец  $X_2$ :

$$b_1 = ((+1)Y_1 + (+1)Y_2 + (-1)Y_3 + (-1)Y_4) / 4 = 0.35$$

$$b_2 = ((-1)Y_1 + (+1)Y_2 + (-1)Y_3 + (+1)Y_4) / 4 = - 0.125$$

В силу свойства симметрии  $X_1 = X_2 = 0$ . Следовательно  $Y_{cp} = b_0$  - среднее арифметическое значение параметра оптимизации. Для получения  $b_0$ , складывались все Y и делились на число опытов. Находились неизвестные коэффициенты линейной модели (2):

$$Y_{cp} = b_0 = (1,7 + 1,25 + 0,8 + 0,75) / 4 = 1,125$$

$$Y_1 = 1,6$$

$$Y_2 = 1,35$$

$$Y_3 = 0,9$$

$$Y_4 = 0,65$$

Коэффициенты при независимых переменных указывают на силу влияния факторов. Чем больше численная величина коэффициента, тем большее влияние оказывает фактор. Если коэффициент имеет знак плюс, то с увеличением значения фактора параметр оптимизации увеличивается, а если минус, то уменьшается. Величина коэффициента соответствует вкладу данного фактора в величину параметра оптимизации при переходе фактора с нулевого уровня на верхний или нижний.

На основании проведенного эксперимента и полученных данных можно считать, что оптимальными режимами резания для чистовой обработки труднообрабатываемых материалов с обеспечением шероховатости обработанной поверхности  $R_a$  0,8 - 0,6 мкм будут: подача - 0,1 мм/об, скорость резания - 600 м/мин и глубина резания - 0,25 мм.

В связи с этим были проведены стойкостные испытания, на основании которых, определялся закон распределения и рассчитывались основные показатели надежности.

В результате был получен вариационный ряд (время стойкости режущего инструмента в сек.): 99, 109, 9, 120, 21, 47, 24, 14, 72, 35, 8, 11, 235, 9, 42, 65, 438, 107, 13, 17, 59, 107, 327, 109, 6.

1. Определяем размах вариации:

$$R = |t_{max} - t_{min}|, \quad (3)$$

где  $t_{max}$  – максимальное значение варианта признака в полученном вариационном поле;

$t_{min}$  – минимальное значение варианта признака в полученном вариационном поле.

$$R = 438 - 6 = 432$$

2. Определяем величину частного интервала:

$$\Delta t = R / (1 + 3,322 \lg n), \quad (4)$$

где  $n$  – объем выборки.

$$\Delta t = 76,54$$

3. Определяем шкалу интервалов интервального вариационного ряда, частоту попадания случайной величины в частный интервал, частоту попадания  $r_j$  случайной величины в частный интервал, рассчитываем частоту попадания  $p_j$  случайной величины в частный интервал, рассчитываем накопленную частоту  $S(p_j)$  и все данные заносим в таблицу 3.

$$p_j = r_j / n, \quad (5)$$

где  $r_j$  - частота попадания случайной величины в частный интервал.

$$t_{jcp} = (t_j + t_{j+1}) / 2 \quad (6)$$

Таблица 3 – Интервальный вариационный ряд

$\Delta t$	$r_j$	$p_j = r_j / n$	$S(p_j)$	$t_j$	$t_{jcp}$
0 - 76,54	16	0,64	0,64	0	38,27
76,54 - 3,08	6	0,24	0,88	76,54	114,81
153,08 - 9,62	0	0	0,88	153,08	191,35
229,62 - 6,16	1	0,04	0,92	229,62	267,89
306,16 - ,70	1	0,04	0,96	306,16	344,43
382,70 -	1	0,04	1,00	382,70	420,97
459,24				459,24	

4. Определяем среднюю наработку на отказ:

$$T_o = (\sum t_{jcp} \cdot r_j) / \sum r_j \quad (7)$$

$$T_o = 93,38$$

5. Определяем среднеквадратическое отклонение:

$$\sigma(x) = 100,43$$

6. Определяем коэффициент вариации:

$$V(X) = \sigma(x) / T \quad (8)$$

$$V(X) = 1,08$$

Так как коэффициент вариации равен 1,08, то предполагаем, что наше распределение подчиняется экспоненциальному закону распределения наблюдаемой случайной величины. Потому, что при экспоненциальном законе  $V(X) = 1$ .

7. Определяем основные показатели надежности для экспоненциального закона распределения:

7.1 Интенсивность отказов

$$\lambda = 1 / T_o \quad (9)$$

$$\lambda = 0,0107$$

7.2 Вероятность безотказной работы

$$P(t) = e^{-\lambda t} \quad (10)$$

7.3 Вероятность отказов

$$Q(t) = 1 - P(t) \quad (11)$$

7.4 Параметр потока отказов

$$a(t) = f(t) = \lambda e^{-\lambda t} \quad (12)$$

Полученные данные заносим в таблицу 4.

Таблица 4 – Основные показатели надежности

t	P(t)	Q(t)	a(t) = f(t)
0	1	0	0,0107
76,54	0,4409	0,5591	0,0047
153,08	0,1944	0,8056	0,0021
229,62	0,0857	0,9143	0,0009
306,16	0,0378	0,9622	0,0004
382,70	0,0167	0,9833	0,00018
459,24	0,0073	0,9927	0,00008

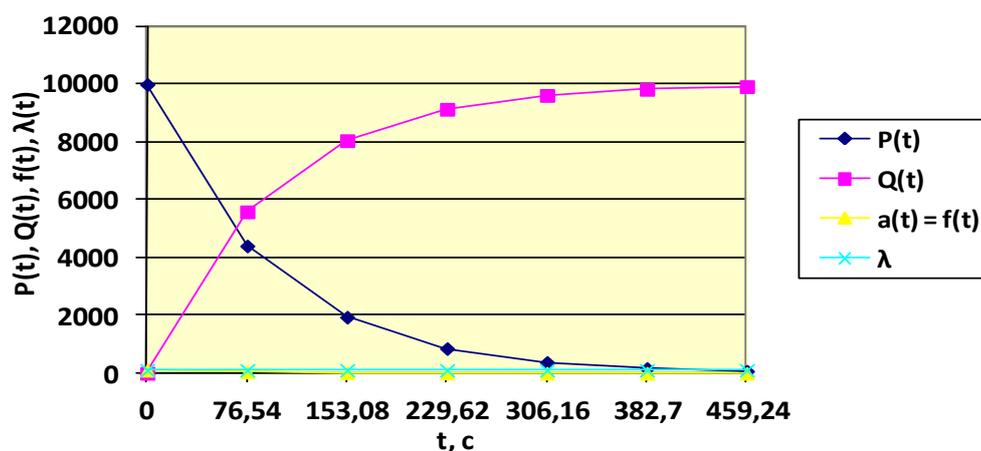


Рисунок 1 – Вид зависимости  $P(t)$ ,  $Q(t)$ ,  $f(t)$ ,  $\lambda(t)$  для экспоненциального закона распределения

## ВЫВОДЫ

1. Экспериментальным путем были определены оптимальные режимы резания для чистовой обработки труднообрабатываемых материалов с обеспечением шероховатости обработанной поверхности  $R_a$  0,8 - 0,6 мкм. Подача составила 0,1 мм/об, скорость резания 600 м/мин и глубина резания 0,25 мм.

2. После проведенного анализа полученных данных выяснилось, что подача оказывает большее влияние на качество обработанной поверхности, чем скорость резания, так как с ее увеличением возрастает параметр шероховатости.

3. Фактическая шероховатость получилась практически равной расчетной шероховатости, найденной из геометрических соотношений.

4. В результате проведенных стойкостных испытаний было установлено, что минералокерамический режущий инструмент, изготовленный из ВОК-71, в процессе резания разрушался хрупким сколом. Отказ режущих пластин происходил внезапно. Так как экспоненциальному закону распределения подчиняется наработка на отказ ремонтируемых и неремонтируемых изделий при рассмотрении внезапных отказов, а также время безотказной работы сложных систем, прошедших период приработки и состоящих из элементов с различной интенсивностью отказов, то полученный вариационный ряд подчиняется экспоненциальному закону распределения наблюдаемой случайной величины.

5. Определены основные показатели надежности.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Адлер, Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – Издательство "Наука". М., 1976. – с. 280.

**Бекташов Дмитрий Алиевич**

ФГБОУ ВПО «Ивановская государственная текстильная академия»

Кандидат технических наук, доцент

Тел: +7(4932)35-78-67

**Крапостин Алексей Александрович**

ФГБОУ ВПО «Ивановская государственная текстильная академия»

Аспирант кафедры технологии машиностроительного производства

Тел: +7(4932)35-78-67.

E-mail:alex19882003@list.ru

---

D.A. BEKTASOV, A.A. KRAPOSTIN

**DETERMINATION OF THE BASIC PARAMETERS  
OF RELIABILITY MINERALOKERAMICHESKOGO CUTTING TOOL**

*This article discusses the main parameters of the reliability of mineralokeramicheskogo cutting tool, while ensuring the roughness of the machined surface. Ra 0,8 - 0,6 mm*

**Keywords:** *the probability of failure-free operation, the probability of failure, failure rate and the distribution parameter.*

**BIBLIOGRAPHY**

1. Adler, Ju.P. Planirovanie jeksperimenta pri poiske optimal'nyh uslovij / Ju.P. Adler, E.V. Markova, Ju.V. Granovskij. – Izdatel'stvo "Nauka".M., 1976. – s. 280.

**Bektashov Dmitry Alievich**

FGBOU VPO "Ivanovo State Textile Academy "

Ph.D., Associate Professor

Phone: +7 (4932) 35-78-67.

**Krapostin Alexey Aleksandrovich**

FGBOU VPO "Ivanovo State Textile Academy "

Graduate student kafedry technology engineering production

Phone: +7 (4932) 35-78-67.

E-mail: alex19882003@list.ru

А.П. СЕРГИЕВ, А.А. ПРОСКУРИН

## ПРОВЕДЕНИЕ КОНТРОЛЬНЫХ ЭКСПЕРИМЕНТОВ ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ НОВОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА РЕВЕРСИВНОЙ ВЫРУБКИ ЛИСТОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

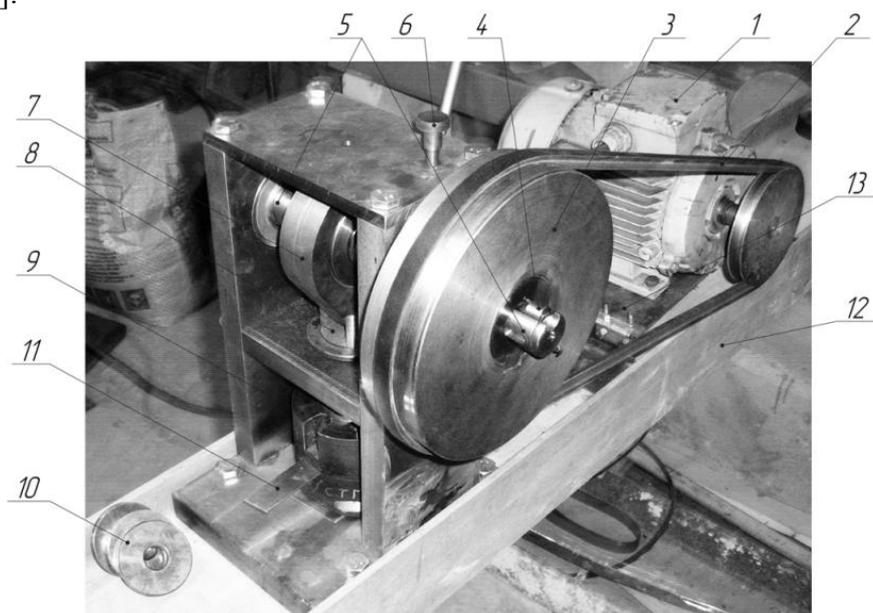
*В статье рассматривается новый технологический процесс реверсивной вырубки листовых деталей на основе эффекта Баушингера и описываются эксперименты по оптимизации параметров этого технологического процесса с целью минимизации величины заусенцев.*

**Ключевые слова:** минимизация заусенцев, эффект Баушингера, реверсивная вырубка, эксперимент, оптимизация параметров.

В связи с увеличением требований к точности и качеству изделий, уменьшением трудоёмкости их изготовления и ростом производительности труда возрос интерес к проблеме образования заусенцев. Доля операций по удалению заусенцев может составлять до 30% от трудоёмкости штамповки детали, а в оптико-механической и электронной промышленности превышает её в 4-5 раз, поэтому исследование механизмов образования заусенцев является перспективным направлением для изучения.

На сегодняшний день отсутствует универсальный способ устранения образования заусенцев, который позволил бы при небольших финансовых вложениях устранить появление заусенцев или свести их к минимуму на стадии получения детали (вырубки), сохраняя высокую производительность.

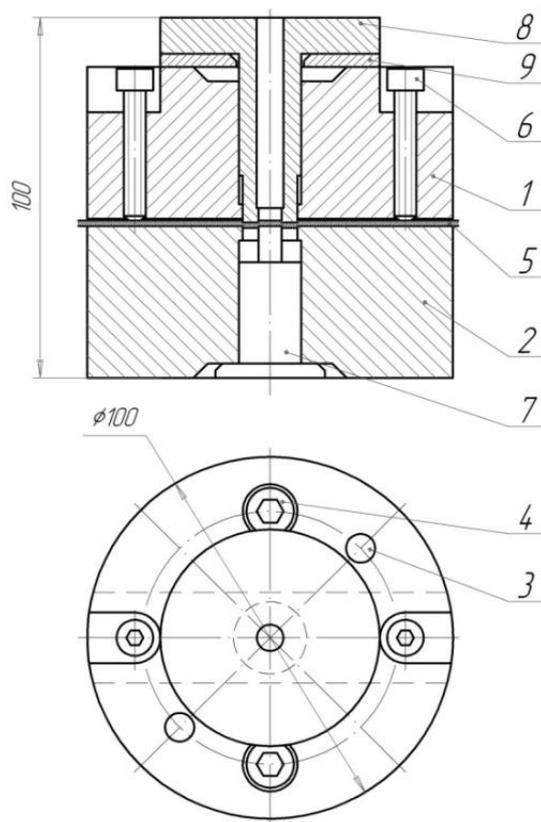
Представляет интерес использование эффекта Баушингера [1], согласно которому прочностные характеристики материала, в частности предел пропорциональности, значительно снижается при повторном нагружении усилием противоположного знака. На основе этого эффекта был разработан новый технологический процесс реверсивной вырубки листовых деталей [2].



**Рисунок 1 – Испытательный стенд**

- 1- электродвигатель, 2 - клиноременная передача, 3 – маховик,
- 4- шпоночная муфта, 5 – вал с эксцентриситетом, 6- рычаг, 7 – шатун,
- 8- ползун, 9 - экспериментальная установка для реверсивной вырубки,
- 10 - тарированные подкладные шайбы, 11 – заготовка лента Сталь 3,
- 12 – станина испытательного стенда, 13 – механизм натяжения ремня

Для проведения экспериментов с целью оптимизации нового технологического процесса и проверки математической модели на адекватность, были спроектированы и изготовлены испытательный стенд, позволяющий в требуемом диапазоне изменять характеристики технологического процесса реверсивной вырубki (рис. 1) и экспериментальная установка (рис. 2).



**Рисунок 2 – Экспериментальная установка**

1- матрица, 2 – матрица, 3 – штифт, 4 – винт, 5 – заготовка, 6 – винт, 7 – пуансон, 8 – пуансон-матрица, 9 – регулировочная плитка

Испытательный стенд работает следующим образом: двигатель 1 подключен к сети через частотный преобразователь (на рисунке не показано), предназначенный для изменения частоты вращения двигателя, в результате чего будет варьироваться скорость вырубki. Вал двигателя 1 через клиноременную передачу 2 связан с маховиком 3, который посредством шпоночной муфты 4 передает вращение на вал 5 при включенном рычаге 6. Рычаг 6 жестко закреплен на срезанной шпонке. Вал 5 имеет эксцентриситет и посредством шатуна 7 преобразует вращательное движение в возвратно-поступательное, тем самым осуществляет перемещение ползуна 8 с заданной скоростью. Ползун 8 давит на экспериментальную установку 9, осуществляя тем самым вырубку.

В свою очередь экспериментальная установка работает следующим образом: матрица 1 ориентирована относительно матрицы 2 при помощи двух штифтов 3 и прикреплена к ней двумя винтами 4. В паз между матрицами 1 и 2 вручную подается заготовка 5, которая закрепляется винтами 6. На первом шаге проведения эксперимента пуансон 7 вставляется в матрицу 2, а пуансон-матрица 8 с регулировочной плиткой 9, которая обеспечивает необходимую величину первичной деформации, вставляется в матрицу 1. Затем экспериментальная установка устанавливается на испытательный стенд (рис. 1) и осуществляется первичная деформация. На втором шаге проведения эксперимента меняется местами пуансон и пуансон-матрица, то есть пуансон 7 вставляется в матрицу 1, а пуансон-матрица 8 с регулировочной плиткой 9, которая обеспечивает необходимую величину реверсивной деформации, вставляется в матрицу 2. После чего установка переворачивается на 180 градусов, и устанавливается на испытательный стенд так, чтобы матрица 1 была снизу и осуществляется реверсивная де-

формация. На третьем шаге проведения эксперимента снова меняется местами пуансон и пуансон-матрица, то есть пуансон 7 вставляется в матрицу 2, а пуансон-матрица 8, вставляется в матрицу 1. После чего установка переворачивается на 180 градусов и устанавливается на испытательный стенд так, чтобы матрица 2 была снизу и осуществляется окончательная вырубка.

Для варьирования основных параметров нового технологического процесса регулировочная плитка 9 выполняется различной толщиной, обеспечивающей соотношение первичной и реверсивной деформаций.

На испытательном стенде были проведены контрольные эксперименты по влиянию скорости вырубки на величину заусенца при различных сочетаниях первичной и реверсивной деформаций. Эксперименты проводились с последовательным увеличением скорости вырубки на каждом следующем образце от 10 до 37 м/с. Результаты экспериментов оценивались микроскопом со специальной цифровой камерой-окуляром модели DCM510. Измерялось расстояние от основания шайбы до вершин заусенцев, то есть фиксировалось изменение толщины шайбы за счет образования заусенцев и характеризовалось величиной пикселей. После чего полученное значение переводилось в микрометры: 1 мкм = 1.5 пикселя.

В первой серии экспериментов оценивалось влияние скорости деформации на величину заусенцев. Эксперименты проводились на алюминиевом сплаве АД1 при первичной деформации 0, 10, и 20 % при изменении скорости от 10 до 37 мс<sup>-1</sup>. Графическая зависимость, представленная на рисунке 3, наглядно показывает существенное уменьшение величины заусенца с ростом скорости вырубки.

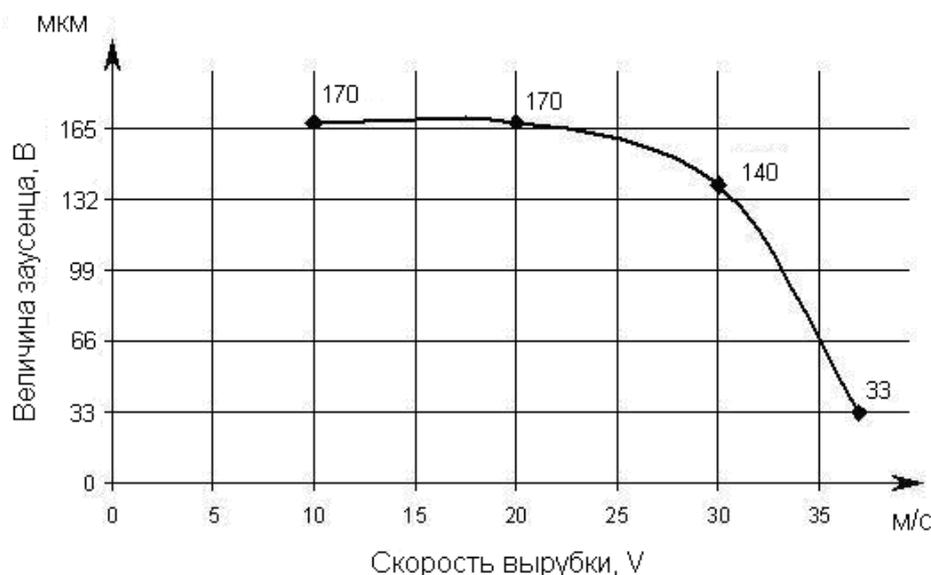
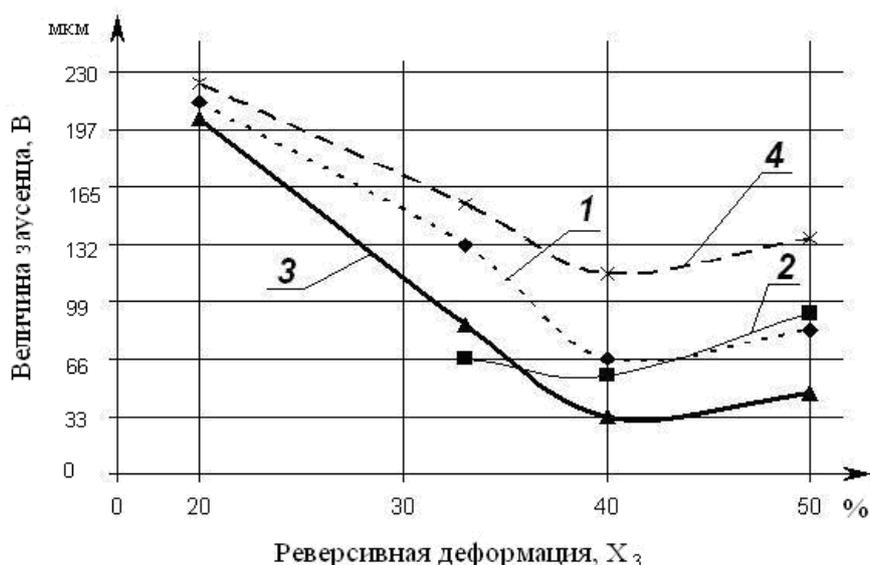


Рисунок 3 – Зависимость величины заусенца от скорости вырубки

Дальнейшие эксперименты по влиянию первичной и реверсивной деформации проводились при постоянной максимальной скорости. Результаты экспериментов показали, что первичная деформация 10% фактически не оказывает влияния на уменьшение заусенца.

На рисунке 4 представлены графические зависимости, которые наглядно показывают, что для всех значений первичной деформации реверсивная деформация 40% обеспечивает минимальное значение величины заусенца, а дальнейшее увеличение реверсивной деформации до 50% во всех случаях приводит к ухудшению качества вырубки, то есть к росту величины заусенца.

Таким образом, установлена область оптимальных значений величины заусенца для всех вариантов первичной деформации.



**Рисунок 4 – Зависимость величины заусенца от величины реверсивной деформации при различной первичной деформации**  
 Первичная деформация: кривая 1 – 20%; кривая 2 – 33%; кривая 3 – 40%; кривая 4 – 50%

На рисунке 5 представлена кромка образца из алюминиевого сплава АД1, который был вырублен при первичной деформации 10% а реверсивной 40%. При таких режимах реверсивной вырубке образуется заусенец, который заметно не вооруженным глазом, и высота такого заусенца 180 мкм.



**Рисунок 5 – Шайба, полученная при первичной деформации 10%, реверсивной 40%**

На рисунке 6 представлен образец из алюминиевого сплава АД1, который был вырублен при значениях первичной деформации 40% и реверсивной деформации 40%, здесь заусенец практически отсутствует и с обеих сторон образца образовался так называемый завал от вырубki.



**Рисунок 6 – Шайба, полученная при первичной деформации 40%, реверсивной 40%**

Полученные результаты контрольных экспериментов для оптимизации целевой функции, позволили обеспечить уменьшение величины заусенцев для алюминия АД1 более чем в 20 раз и получить среднее значение заусенцев порядка 30-40 мкм, т.е. уложиться в допуск  $T = 0.05$  мм, что вполне соответствует производственному допуску.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Кузнецов, В.Д. Физика твердого тела / Кузнецов В.Д. Т.2.Томск.1941. – 724 с.
2. Патент №2399451 МПК В 21 D 28/14 Устройство для реверсивной вырубki шайбы из листовой заготовки./ А.П. Сергиев, А.А. Проскурин, В.Н. Логачев.

#### **Сергиев Аркадий Петрович**

Старооскольский технологический институт (филиал) ФГАОУ ВПО «Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС»

Доктор технологических наук, профессор

Тел: (4725) 41-41-55

E-mail: stpros@mail.ru

#### **Проскурин Александр Александрович**

Старооскольский технологический институт (филиал) ФГАОУ ВПО «Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС»

Аспирант

Тел: (4725) 41-41-55

E-mail: stpros@mail.ru

---

A.P. SERGIEV, A.A. PROSKURIN

## **THE CARRYING OUT OF A CONTROL EXPERIMENT FOR THE NEW TECHNOLOGY PROCESS OPTIMIZATION OF THE REVERSIVE PUNCHING OF SHEET ARTICLES**

*Into the article is considered the new technology process of reversive punching for sheet articles based on Baushinger effect and are described the experiments for optimization of this technology process parameters to minimize the size of burrs.*

**Keywords:** burrs size minimizing, Baushinger effect, reversive punching, experiment, parameters optimization.

### **BIBLIOGRAPHY**

1. Kuznecov, V.D. Fizika tverdogo tela / Kuznecov V.D. T.2.Tomsk.1941. – 724 s.
2. Patent №2399451 МПК V 21 D 28/14 Ustrojstvo dlja reversivnoj vyrubki shajby iz listovoj zago-tovki./ A.P. Sergiev, A.A. Proskurin, V.N. Logachev.

#### **Sergiev Arkadiy Petrovich**

Institute (branch) of Federal State Autonomous Educational Institution of High Professional Education “National Exploratory Technology University “Moscow Institute of Steels and Aloys”

Doctor of Technological Sciences, Professor

Phone: (4725) 41-41-55

e-mail: stpros@mail.ru

#### **Proskurin Alexander Alexandrovich**

Institute (branch) of Federal State

Autonomous Educational Institution of High Professional Education “National Exploratory Technology University “Moscow Institute of Steels and Aloys”

Postgraduate of Stary Oskol Technology

Phone: (4725) 41-41-55

e-mail: stpros@mail.ru

# ПРИБОРОСТРОЕНИЕ И БИОТЕХНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

УДК 681.3.063

А.А. РАБОЧИЙ

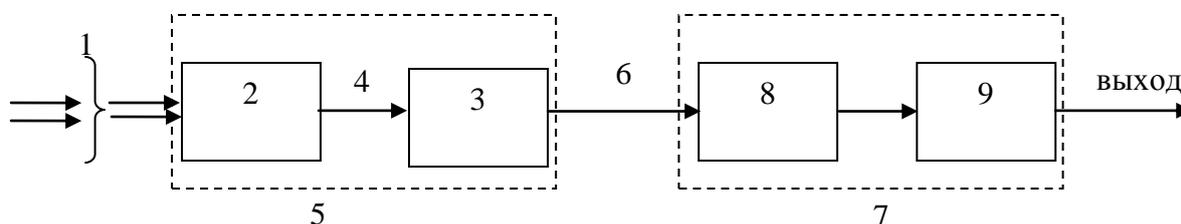
## ПОВЫШЕНИЕ ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ С ДАТЧИКАМИ, ИСПОЛЬЗУЮЩИМИ РЕЗИСТОРНЫЕ И ЁМКОСТНЫЕ СЕНСОРНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

*В статье автор анализирует возможности повышения чувствительности преобразователей параметров контролируемой среды в электрический сигнал при использовании резисторных и ёмкостных сенсорных элементов.*

**Ключевые слова:** сенсор, преобразователь, чувствительность, датчик.

В системах контроля и регулирования параметров различных процессов широко используются резисторные и емкостные сенсоры, входящие в состав датчиков – устройств, с помощью которых фиксируют значение и изменение той или иной контролируемой физической величины. Изменения параметра сенсора, на который непосредственно или опосредованно действует физическая среда, обычно преобразуются в изменения электрического сигнала, используемого для контроля или коррекции состояния этой среды.

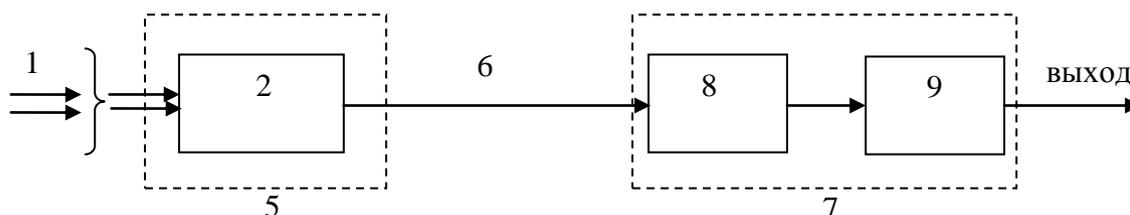
Структурная схема преобразователя, с помощью которого изменения параметров физической среды преобразуются в электрический сигнал, может быть представлена в виде, показанном на рисунке 1.



**Рисунок 1 – Структурная схема преобразователя параметров физической среды в электрический сигнал**

*1 – физическая среда, параметры которой контролируются; 2 – сенсор (сенсорный элемент, воспринимающий элемент); 3 – первичный преобразователь; 4 – соединитель между сенсором и первичным преобразователем; 5 – датчик параметров физической среды; 6 – канал (линия) связи между датчиком и приемником сигнала от датчика; 7 – приемник сигнала датчика; 8 – фильтр и вторичный преобразователь; 9 – формирователь выходного информационного сигнала*

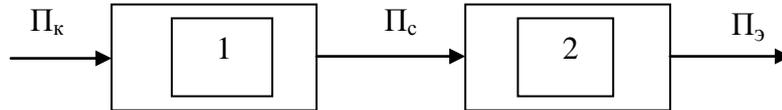
В простейших случаях в датчике могут отсутствовать в явном виде первичный преобразователь 3 и соединитель 4, сенсорный элемент непосредственно соединён с проводной линией связи (рис. 2).



**Рисунок 2 – Структурная схема преобразователя параметров физической среды без явного первичного преобразователя**

В структурной схеме (рис. 2) конструкция датчика 5 может быть наиболее простой и надежной, однако функции приемника сигнала 7 усложняются, особенно при дистанционном контроле параметров физической среды, когда линия связи имеет большую (несколько сотен метров) длину [1].

Структурно-функциональную схему преобразователя можно представить в виде, представленном на рисунке 3.



**Рисунок 3 – Структурно-функциональная схема преобразователя**

*1 – функциональный преобразователь параметра контролируемой среды в параметр сенсорного элемента; 2 – функциональный преобразователь параметра сенсора в электрический сигнал*

$\Pi_k$  – контролируемый параметр физической среды;

$\Pi_c$  – параметр сенсора, функционально зависимый от  $\Pi_k$ :

$$\Pi_c = F(\Pi_k), \quad (1)$$

$\Pi_\varepsilon$  – параметр электрического сигнала, функционально зависимый от  $\Pi_c$ :

$$\Pi_\varepsilon = F_1(\Pi_c). \quad (2)$$

К процессам преобразования параметров физической среды в электрический сигнал обычно предъявляются требования высокой чувствительности, помехоустойчивости, достаточно высокого уровня электрического сигнала и т. п.

Одной из основных величин, характеризующих интенсивность процесса преобразования одного параметра в другой, является чувствительность, определяемая как частная производная от выходного параметра преобразователя по входному (преобразуемому) параметру [2].

Согласно структурно-функциональной схеме (рис. 3) можно рассматривать чувствительность отдельных звеньев и всего преобразователя в целом, учитывая (1), (2):

$$A_{kc} = \frac{\partial \Pi_c}{\partial \Pi_k} = \frac{\partial F(\Pi_k)}{\partial \Pi_k}, \quad (3)$$

$$A_{c\varepsilon} = \frac{\partial \Pi_\varepsilon}{\partial \Pi_c} = \frac{\partial F_1(\Pi_c)}{\partial \Pi_c}, \quad (4)$$

$$A_{k\varepsilon} = \frac{\partial \Pi_\varepsilon}{\partial \Pi_k} = A_{kc} \cdot A_{c\varepsilon}, \quad (5)$$

где  $A_{kc}$ ,  $A_{c\varepsilon}$ ,  $A_{k\varepsilon}$  – соответственно чувствительность параметра сенсора к изменению контролируемого параметра, чувствительность электрического сигнала к изменению параметра сенсора, результирующая чувствительность электрического сигнала к изменению контролируемого параметра.

Очевидно, что результирующую чувствительность можно повышать увеличением чувствительности каждого этапа преобразования. Например, в преобразователе, имеющем в структуре протяженную линию связи и не имеющем первичного преобразователя (рис. 2), увеличение чувствительности возможно только за счет усиления сигнала, полученного на приемном конце линии связи. Этот сигнал подвержен влиянию электромагнитных помех, наводок от силовых линий и т.п.

Устойчивость преобразователя к воздействию помех разного рода можно характеризовать отношением приращения полезного сигнала на входе фильтра или вторичного преобразователя ( $\Pi_c$ , рис. 3) к приращению полного сигнала (с учетом помехи):

$$K_{уп} = \frac{\partial \Pi_c}{\partial(\Pi_c + U_{п})}, \quad (6)$$

где  $K_{уп}$  – коэффициент, характеризующий соотношение уровня «полезного» сигнала  $\Pi_c$  и уровня полного сигнала ( $\Pi_c + U_{п}$ );

$U_{п}$  – уровень помехи.

Выражение (6) отражает тот факт, что при увеличении уровня помех устойчивость преобразователя к помехам будет снижаться, причем, чем меньше приращение полезного сигнала на выходе линии связи, тем хуже устойчивость. Помимо этого, меньшее приращение сигнала на входе функционального преобразователя (рис. 3) даст меньшее приращение сигнала на выходе этого преобразователя, что, в конечном счете, приводит к уменьшению результирующей чувствительности всего преобразователя согласно (4) и (5).

В значительной мере удовлетворить требованиям повышения чувствительности преобразователя и устойчивости его к помехам можно различными способами. Один из них состоит в том, что повышение чувствительности достигается не только за счет усиления сигнала в приемнике, но и за счет увеличения уровня полезного сигнала на выходе датчика (на входе линии связи) (рис. 1). Реализация способа осуществляется, например, с использованием конверторов сопротивления для резисторных и емкостных сенсоров [3].

Повышение чувствительности преобразователя наиболее актуально в тех случаях, когда в качестве сенсоров используются резисторы с малым собственным сопротивлением и (или) конденсаторы с малой собственной емкостью. К таким сенсорам можно отнести, например, медные или платиновые термозависимые элементы, используемые в термометрах сопротивления (номинальное сопротивление 50, 100 Ом), емкостные сенсоры влажности воздушной среды [емкость (10-30) пФ], используемые в датчиках влажности и т.п.

Обычно у термометров сопротивления зависимость сопротивления от температуры имеет следующий вид:

$$R = R_0 + \alpha_T (T - T_0), \quad (7)$$

где  $R$  – сопротивление при температуре  $T$ ;

$T$  – контролируемая температура;

$R_0$  – значение сопротивления при начальной температуре  $T_0$ ;

$\alpha_T$  – коэффициент, характеризующий собственную чувствительность.

Для емкостного сенсора

$$\tilde{N} = \tilde{N}_0 + \alpha_{\tilde{N}} (W - W_0), \quad (8)$$

где  $C$  – результирующая емкость сенсора при влажности  $W$ ;

$C_0$  – емкость, соответствующая начальной влажности  $W_0$ ;

$W$  – контролируемая влажность;

$\alpha_C$  – собственная чувствительность.

В общем случае, подобно (7), (8)

$$\Pi_C = \Pi_0 + \alpha_{\Pi} (\Pi_K - \Pi_{K0}), \quad (9)$$

где  $\Pi_K$  – контролируемый параметр;

$\Pi_0$  – величина параметра, соответствующая начальному значению контролируемого параметра  $\Pi_{K0}$ ;

$\Pi_C$  – результирующий параметр сенсора;

$\alpha_{\Pi}$  – собственная (удельная) чувствительность – величина, показывающая, на какую величину изменится параметр сенсора при единичном изменении контролируемого параметра.

Согласно определению чувствительности параметра сенсора к изменению контролируемого параметра из выражения (9) получим:

$$\frac{\partial \Pi_C}{\partial \Pi_K} = \alpha_{\Pi}. \quad (10)$$

Если вместо параметра  $\Pi_c$  подвергнуть преобразованию пропорциональную величине этого параметра величину  $\Pi'_c = K \cdot \Pi_c$ , имеющую такую же размерность, то получим:

$$\frac{\partial \Pi'_c}{\partial \Pi_K} = K \cdot \alpha_{\Pi}, \quad (11)$$

где  $K$  – безразмерный коэффициент преобразования чувствительности параметра сенсора к изменению контролируемого параметра.

С учетом выражения (5) можно утверждать, что чувствительность преобразователя, имеющего дополнительный (масштабный) преобразователь параметра сенсора может быть повышена, так как единичное изменение контролируемого параметра вызовет существенно большее пропорциональное изменение выходного сигнала датчика.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рабочий, А.А. Мостовой преобразователь температура – напряжение в условиях эксплуатации [Текст] / А.А. Рабочий // Известия ОрёлГТУ, серия Машиностроение, Приборостроение. – № 3. – 2005.
2. Розенвассер, Е.Н. Чувствительность систем автоматического управления [Текст] / Е.Н. Розенвассер, Р.М. Юсупов. – СПб.: Из-во «Энергия» Ленинградское отделение, 1969. – 208с., ил.
3. Рабочий, А.А. Функциональные преобразователи параметров сенсорных элементов [Текст] / А.А. Рабочий // Контроль. Диагностика. – № 12. – 2008.

**Рабочий Александр Александрович**

Государственный университет-УНПК, г. Орёл  
доцент, кандидат технических наук  
г. Орел, Наугорское шоссе, 29  
Тел. +7(4862) 45-57-58

---

A.A. RABOCHIY

### IMPROVING SENSITIVITY TRANSDUCER WITH SENSORS USING AND RESISTORS CAPACITIVE SENSOR ELEMENTS

*The author examines the possibility of increasing the sensitivity of the parameters of the controlled medium converter into an electrical signal using resistors and capacitive sensor elements.*

**Keywords:** sensor, transducer, sensitivity, sensor.

### BIBLIOGRAPHY

1. Rabochij, A.A. Mostovoj preobrazovatel' temperatura – naprjazhenie v uslovijah jekspluatacii [Tekst] / A.A. Rabochij // Izvestija OrjolGTU, serija Mashinostroenie, Priborostroenie. – № 3. – 2005.
2. Rozenvasser, E.N. Chuvstvitel'nost' sistem avtomaticheskogo upravlenija [Tekst] / E.N. Rozenvasser, R.M. Jusupov. – SPb.: Iz-vo «Jenergija» Leningradskoe otdelenie, 1969. – 208s., il.
3. Rabochij, A.A. Funkcional'nye preobrazovateli parametrov sensoryh jelementov [Tekst] / A.A. Ra-bochij // Kontrol'. Diagnostika. – № 12. – 2008.

**Rabochiy Alexandr Alexandrovich**

State University – ESPC  
Candidate of technical science, associate professor  
g. Orel, Naugorskoe shosse, 29  
Tel. +7(4862) 45-57-58

Д.О. РУДНЕВ, А.А. СЫЧУГОВ

## АЛГОРИТМ ИНИЦИАЛИЗАЦИИ ТЕРМИНАЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ В СИСТЕМАХ МОНИТОРИНГА ИНФРАСТРУКТУРНЫХ ОБЪЕКТОВ

*В статье рассматривается задача инициализации интеллектуальных модулей в системах мониторинга. Описывается математическая модель системы. Приводится алгоритм разрешения коллизий, возникающих при инициализации модулей. Рассматривается методология оценки времени работы алгоритма.*

**Ключевые слова:** инициализация, терминальные устройства, мониторинг, коллизии, алгоритм.

Характерной чертой современного общества является всё большее усложнение инфраструктурных объектов, которые характеризуются сложностью и комплексностью технологических процессов, а также пространственным разнесением отдельных функциональных блоков и систем по отношению к центру (центрам) мониторинга и управления.

В современных условиях актуальной становится необходимость мониторинга состояния на недостроенных, незавершенных объектах, для которых отсутствуют паспорта безопасности. Высокая значимость объекта, значительные человеческие ресурсы, непосредственно задействованные при его реализации, обуславливают необходимость мониторинга состояния и обеспечения безопасности в процессе строительства. Постоянное конструктивное расширение и видоизменение объекта вплоть до завершения строительства ставят задачу модификации системы мониторинга.

Сказанное определяет необходимость разработки систем мониторинга, которые обеспечат не только сбор и предварительную обработку информации о наблюдаемом объекте, но и возможность постоянной динамической модификации своей структуры без остановки работы всей системы либо любой её части.

Современные системы мониторинга строятся по иерархическому принципу [1]. Сегмент терминальных устройств [2] имеет следующую обобщенную структуру (рис. 1):

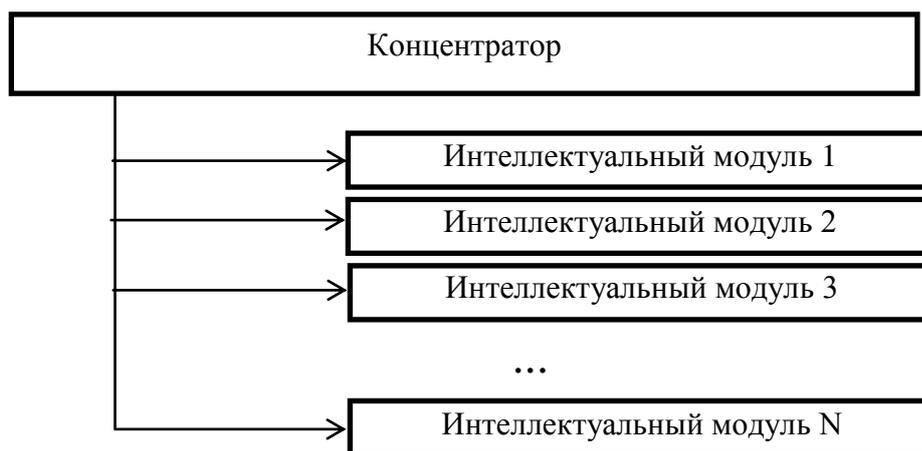


Рисунок 1 – Структура сегмента терминальных устройств

Система состоит из концентратора и терминальных устройств, в качестве которых выступают интеллектуальные модули (ИМ), соединенных единой шиной, по которой осуществляется передача данных. С целью обеспечения возможности динамического изменения структуры системы мониторинга, ИМ могут подключаться и отключаться в случайный момент времени, в результате возникает задача инициализации динамически подключенных компонентов системы. Процесс инициализации должен происходить за максимально короткое время и, при этом, не нарушать работоспособность системы, а именно не приостанавли-

вать работу концентратора. Он, помимо функций инициализации и опроса ИМ, решает задачи предварительной обработки информации с целью дальнейшей передачи ее в интегрированном виде на следующий уровень системы, а также выполняет ряд служебных функций, обеспечивающих работоспособность системы в целом, включая обмен данными с другими концентраторами, динамическое перераспределение потоков информации в случае выхода из строя отдельных элементов системы и др.

Формально сеть концентратора может быть представлена следующей моделью:

$$M = \{N, T, X, K, P_1, P_2\}, \quad (1)$$

где  $N$  – ёмкость сети, то есть максимально возможное число одновременно включенных в сеть ИМ;

$T = \{t_1, t_2, \dots, t_p\}$  – множество моментов времени;

$X = \{x_1, x_2, \dots, x_M\}$  – множество ИМ, каждый элемент которого  $x_n = (j_n, u_n)$ , где  $j_n$  – сетевой адрес ИМ,  $u_n$  – уникальное число (UUID) для всего множества ИМ. Новым интеллектуальным модулям присваивается значение  $j=j_0$ , зарезервированное из всего множества возможных номеров в сети концентратора. Мощность множества  $|X|$  может изменяться в любой момент времени  $t_n$ ;

$K = \{k_1, k_2, \dots, k_N\}$ , где  $k \in Z$  – множество адресов интеллектуальных модулей, включенных в сеть. Все элементы множества  $K$  уникальны:

$$\forall k \in K : k_i \neq k_j, k_i \neq j_0;$$

$P_1 = K \rightarrow X$  – поток информации от концентратора к ИМ;

$P_2 = X \rightarrow K$  – поток информации от ИМ к концентратору.

Обмен информацией может происходить только по инициативе концентратора:

$$P_1 \Rightarrow P_2.$$

Подключение нового модуля к сети концентратора можно описать следующими операциями:

$$x' = (j_0, u); X = X \cup \{x'\}. \quad (1)$$

Введем  $X' \subset X (\forall x_i \in X' : j_{x_i} = j_0)$ .

С целью определения новых элементов в сети концентратор выполняет следующую операцию:

$$P_1 : f_1 (\forall x_i \in X'), \quad (2)$$

где  $f_1$  – запрос на инициализацию новых ИМ.

В ответ на запрос (4) неинициализированные ИМ отправляют свой UUID:

$$P_2 : u_{x_i} (\forall x_i \in X'). \quad (3)$$

Для каждого  $x_i \in X'$  концентратор генерирует новый адрес  $k'$  и присваивает его соответствующему ИМ:

$$\begin{aligned} \forall u_{x_i} (x_i \in X') : k' \notin K, k' \neq j_0, K = K \cup \{k'\}; \\ P_1 : f_2 (\forall x_i \in X, \text{ äää } u = u_{x_i}). \end{aligned} \quad (4)$$

Получив  $f_2$ , интеллектуальный модуль совершает следующее действие:

$$j_{x_i} = k'. \quad (5)$$

Таким образом  $x_i = (j_i, u_i)$ , где  $j_i = k'$  ИМ становится инициализированным. После чего начинается штатное функционирование системы.

При изъятии ИМ из сети выполняются следующие действия:

$$X = X \setminus \{x_i\}; K = K \setminus \{k_m\} (k_m = j_{x_i}). \quad (6)$$

Описанный алгоритм работает в тех случаях, когда в один момент времени подключается только один ИМ. В случае подключения к сети более одного ИМ в один момент времени  $t_i \in T$ , в сети могут возникать коллизии, при которых несколько ИМ пытаются одновременно выполнить действие **Ошибка! Источник ссылки не найден.** Таким образом, возникает задача разрешения коллизий. Предлагается следующий алгоритм преодоления коллизий.

Концентратор выполняет операцию **Ошибка! Источник ссылки не найден.**, при выполнении которой запрос  $f_1$  содержит число  $D$ .

Получив  $f_1$ , каждый  $x_i \in X$  генерирует случайное число  $d_{x_i}$  такое, что  $d_{x_i} \in [0, D]$ .

Распределение чисел  $d_{x_i}$  должно быть равномерным.

После того как все ИМ сгенерировали  $d_{x_i}$ , концентратор перебирает все числа  $z_i$  в пределах  $D$  и посылает их незарегистрированным ИМ:

$$\forall z_i (z_i \in N, z_i = \overline{(0..D)}): P_1 : z_i (\forall x_i \in X). \quad (7)$$

Модули сравнивают полученное число  $z_i$  с  $d_{x_i}$ . Если они равны, то ИМ посылают ответ (10). Есть вероятность того что два и более ИМ могут сгенерировать одинаковое число  $d_{x_i}$ , в случае чего при выполнении (10) возникнет коллизия. При ее возникновении счетчик  $S$  увеличивается на 1.

$$P_2 : u_{x_i} (\forall x_i \in X, d_{x_i} = z_i). \quad (8)$$

Если при выполнении операции (10) на конкретном шаге не возникли коллизии, то выполняются выражения (6), (7).

Изначально  $D=D_0$ ,  $D_0$  – заранее принятая константа. Если  $S=D$ , то можно утверждать, что  $|X'| \geq 2*D$ , что в свою очередь будет вызывать появление коллизий при всех  $z_i$ . В связи с этим необходимо провести корректировку  $D=2*D$ .

Алгоритм повторяется до тех пор, пока при выполнении операции **Ошибка! Источник ссылки не найден.** не возникнет коллизии. Очередной цикл алгоритма начинается со значения  $S=0$ . Алгоритм изображен на рисунке 2.

При практической реализации, с целью определения требуемых вычислительных ресурсов возникает задача оценки времени работы алгоритма и поиск наилучшего  $D$ .

$P$  – вероятность того, что не произойдет коллизия при выполнении процедуры **Ошибка! Источник ссылки не найден.**

$$P = \frac{D!}{D^{|X'|} * (D - |X'|)!}. \quad (9)$$

На рисунке 3 приведена зависимость  $P$  от  $D$  при различных значениях  $|X'|$ .

Как видно из рисунка 3 вероятность коллизии высока и резко сокращается при уменьшении  $|X'|$ . Следовательно, коллизии будут иметь место вплоть до  $|X'| \gg 1$ . Увеличение  $D$  нерационально, так как с ростом  $D$  увеличивается время, необходимое на выполнении операции **Ошибка! Источник ссылки не найден.**

Введем величину  $Q$  – вероятность того, что произвольное число, сгенерированное интеллектуальным модулем, будет уникально:

$$Q = \left(1 - \frac{1}{D}\right)^{|X'| - 1}. \quad (10)$$

Среднее количество модулей, которые сгенерировали уникальное число  $d_{x_i}$ , определяется следующим соотношением:

$$\tilde{N} = Q * |X'|. \quad (11)$$

Временные характеристики алгоритма определяются следующим образом.

$$t_{\text{передачи}} = \frac{r_1 * t_{p1} + r_2 * t_{p2}}{2}, \quad (12)$$

где  $t_{\text{передачи}}$  – среднее время, затраченное на  $P_1$  или  $P_2$ ;

$t_{p1}$  – время, затраченное на передачу по потоку  $P_1$ ;

$t_{p2}$  – время, затраченное на передачу по потоку  $P_2$ ;

$r_1, r_2$  – количество потоков  $P_1$  и  $P_2$  соответственно.

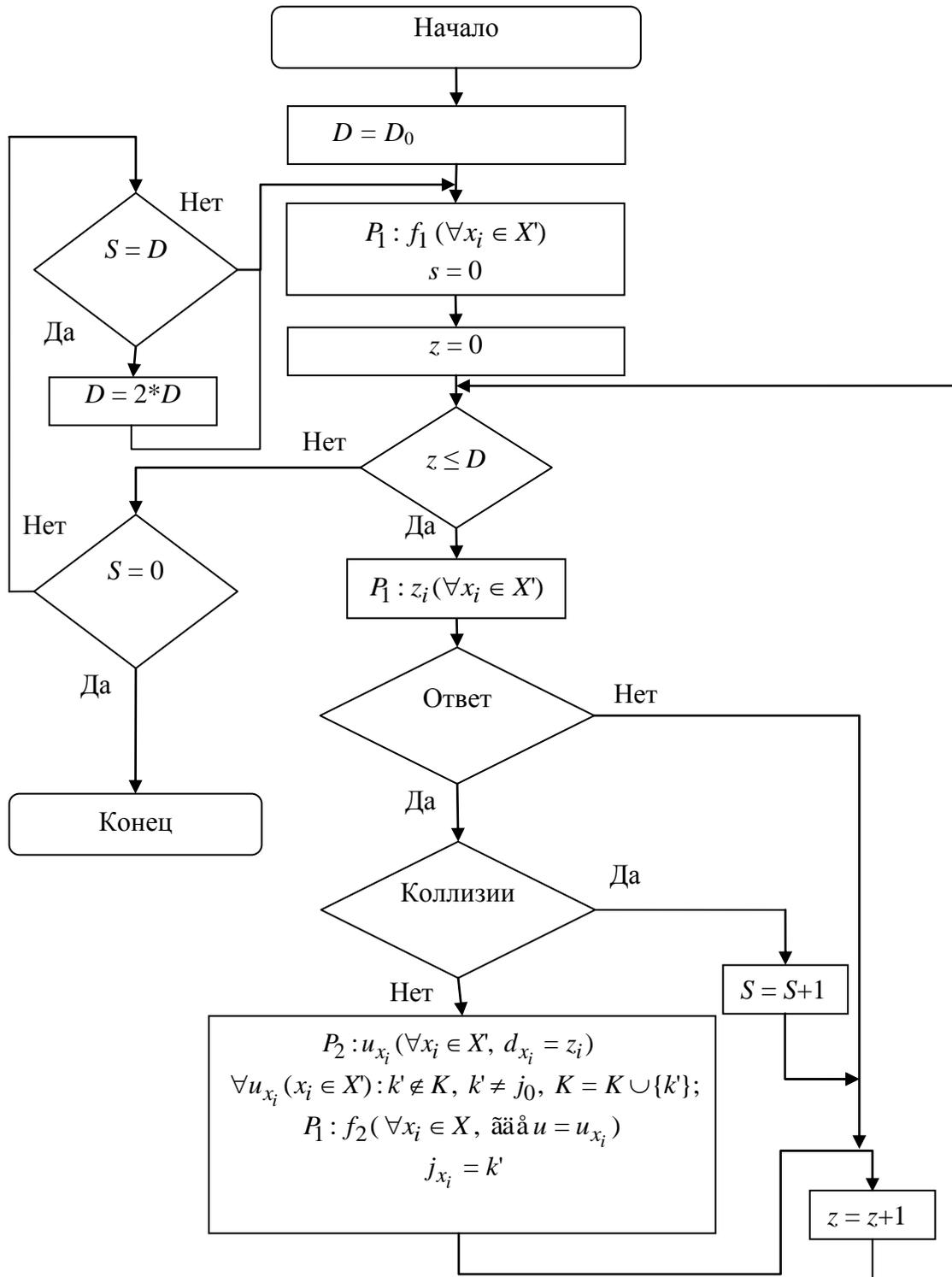


Рисунок 2 – Алгоритм преодоления коллизий

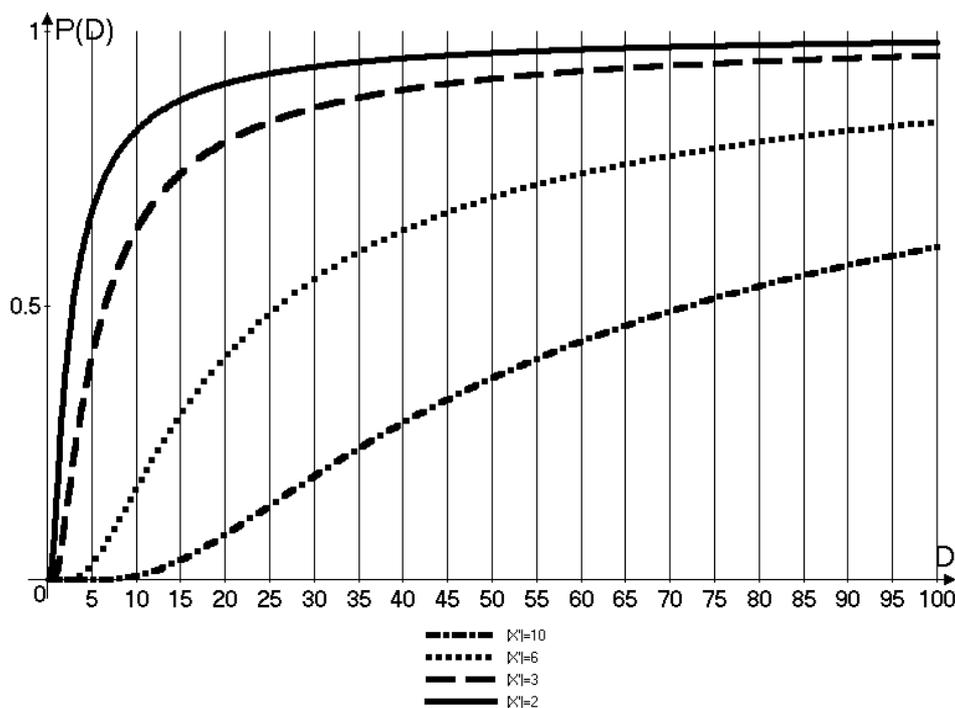


Рисунок 3 – График зависимости P от D

В случае если на один поток  $P_1$  следует один поток  $P_2$ ,  $r_1=r_2=1$ , то есть:

$$t_{\text{передачи}} = \frac{t_{p1} + t_{p2}}{2}. \quad (13)$$

Время, затраченное на выполнение действий (10), (6), (7), то есть время инициализации определяется следующим соотношением:

$$t_{\text{иниц}} = 4 * t_{\text{передачи}} + 3 * t_{\text{обр}}, \quad (14)$$

где  $t_{\text{обр}}$  – среднее время обработки сообщений ИМ. В случае, если быстродействие концентратора много больше, чем у ИМ, то временем обработки сообщений концентратором можно пренебречь.

Время ожидания ответа при выполнении операции **Ошибка! Источник ссылки не найден.**:

$$t_{\text{ожидания}} = 2 * t_{\text{передачи}} + t_{\text{обр}}. \quad (15)$$

Таким образом, время одного цикла действия (9):

$$T = t_{\text{генерации}} + C * t_{\text{иниц}} + D * t_{\text{ожидания}}, \quad (16)$$

где  $t_{\text{генерации}}$  – время, за которое ИМ генерирует случайное число.

Из формулы (18) видно, что с увеличением  $D$  увеличивается время одного цикла (9), одновременно с тем из (13) видно, что с увеличением  $D$  увеличивается число ИМ, зарегистрированных за проход, что в свою очередь ведет к уменьшению числа циклов. Однако, из формулы (11) и рисунка 3 следует, что коллизии будут возникать с большой долей вероятности при  $|X'| \gg 1$ . Выбор числа  $D$  будет зависеть от характеристик самой системы, в частности от соотношения  $t_{\text{генерации}}$  и  $t_{\text{ожидания}}$ . Методика оценки  $D$  описана ниже.

Формула для подсчета количества ИМ, оставшихся незарегистрированными после одного цикла (9):

$$|X'|_i = |X'|_{i-1} - C(D, |X'|_{i-1}). \quad (17)$$

В первом случае  $|X'|_0 = 10$  и  $D=100$ , расчет представлен в таблице 1.

Таблица 1 – Расчет при  $|X'|_0 = 10$  и  $D=100$

$i$ (номер цикла)	$ X' _{i-1}$	$C(D,  X' _{i-1})$	$ X' _i$	Время, затраченное на цикл
1	10	$9,135 \approx 9$	1	$T_1 = t_{\text{генерации}} + 9 * t_{\text{иниц}} + 100 * t_{\text{ожидания}}$
2	1	1	0	$T_2 = t_{\text{генерации}} + 1 * t_{\text{иниц}} + 100 * t_{\text{ожидания}}$
Итоговое время:				$T_{\text{общ}} = 2 * t_{\text{генерации}} + 10 * t_{\text{иниц}} + 200 * t_{\text{ожидания}}$

Во втором случае  $|X'|_0 = 10$  и  $D=10$ , расчет представлен в таблице 2.

Таблица 2 – Расчет при  $|X'|_0 = 10$  и  $D=10$

$i$ (номер цикла)	$ X' _{i-1}$	$C(D,  X' _{i-1})$	$ X' _i$	Время, затраченное на цикл
1	10	$3,874 \approx 4$	6	$T_1 = t_{\text{генерации}} + 4 * t_{\text{иниц}} + 10 * t_{\text{ожидания}}$
2	6	$3,543 \approx 4$	2	$T_2 = t_{\text{генерации}} + 4 * t_{\text{иниц}} + 10 * t_{\text{ожидания}}$
3	2	$1,2 \approx 2$	0	$T_3 = t_{\text{генерации}} + 2 * t_{\text{иниц}} + 10 * t_{\text{ожидания}}$
Итоговое время:				$T_{2\text{общ}} = 3 * t_{\text{генерации}} + 10 * t_{\text{иниц}} + 30 * t_{\text{ожидания}}$

$$T_{2\text{общ}} - T_{1\text{общ}} = -2 * t_{\text{генерации}} + 270 * t_{\text{ожидания}}.$$

В примере если  $t_{\text{генерации}} \leq t_{\text{ожидания}}$ , то очевидно что второй вариант с заведомо маленьким  $D$  предпочтительнее. Однако, на практике алгоритм генерации случайных чисел с равномерным распределением занимает продолжительное время и возможно, что  $t_{\text{генерации}} \gg t_{\text{ожидания}}$ ,  $t_{\text{генерации}} \geq 135 * t_{\text{ожидания}}$ , тогда вариант с уменьшением числа проходов будет эффективнее.

Предложенный алгоритм был реализован на базе микроконтроллера PIC. В качестве технологии передачи информации был принят RS-485. Реализованная система имеет следующие характеристики:

- частота работы микроконтроллера 7,3725 МГц;
- скорость передачи информации по сети 9600 бод;
- $N=255$ ;
- $t_{\text{генерации}} = 0,5$  с;
- $t_{\text{передачи}} = 0,016$  с;
- $t_{\text{обр}} = 0,005$  с;
- $t_{\text{ожидания}} = 0,038$  с.

Разработанные ИМ были использованы в системе комплексной безопасности при реализации инфраструктурных проектов регионального уровня. Испытания показали работоспособность предложенных алгоритмов, что позволяет использовать разработанные ИМ для построения систем мониторинга, обладающих требуемыми свойствами, для решения поставленных в данной статье задач.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Назаров, А.В. Современная телеметрия в теории и на практике. Учебный курс [Текст] / А.В. Назаров, Г.И. Козырев. – СПб. : Наука и техника, 2007. – 627 с.
2. Седельников, Ю.В. Сегменты системы комплексной безопасности при реализации инфраструктурных проектов [Текст] / Ю.В. Седельников, А.А. Сычугов // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2011. – Вып. 56. – С. 239-245.

**Руднев Дмитрий Олегович**

ФГБОУ ВПО «Тульский государственный университет», г. Тула

Студент

E-mail: dima\_\_rudnev@mail.ru

Тел.: +7-920-742-40-10

**Сычугов Алексей Алексеевич**

ФГБОУ ВПО «Тульский государственный университет», г. Тула

Кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры электронных вычислительных машин.

E-mail: xru2003@list.ru

Тел.: +7-960-594-88-53

---

D.O. RUDNEV, A.A. SYCHUGOV

## **ALGORITHM OF INITIALIZATION OF TERMINAL DEVICES IN SYSTEMS OF MONITORING OF INFRASTRUCTURAL OBJECTS**

*The problem of initialization of intellectual modules in monitoring systems considers in this article. Mathematical model of system describes. The algorithm of the permission of the collisions arising at initialization of modules is represents. The methodology of an estimation of an operating time of algorithm considers in this article.*

**Keywords:** initialization, terminal devices, monitoring, collisions, algorithm.

### **BIBLIOGRAPHY**

1. Nazarov, A.V. Sovremennaja telemekhanika v teorii i na praktike. Uchebnyj kurs [Tekst] / A.V. Nazarov, G.I. Kozyrev. – SPb. : Nauka i tehnika, 2007. – 627 s.
2. Sedel'nikov, Ju.V. Segmenty sistemy kompleksnoj bezopasnosti pri realizacii infrastruktur-nyh projektov [Tekst] / Ju.V. Sedel'nikov, A.A. Sychugov // Izvestija TulGU. Tehnicheskie nauki. – 2011. – Vyp. 56. – S. 239-245.

**Rudnev Dmitriy Olegovich**

Tula State University, Tula

Student

E-mail: dima\_\_rudnev@mail.ru

Tel.: +7-920-742-40-10

**Sychugov Alexey Alexeevich**

Tula State University, Tula

Candidate of technical science, associate professor, associate professor of department of computers

E-mail: xru2003@list.ru

Tel.: +7-960-594-88-53

Л.А. БОНДАРЕВА

## ИССЛЕДОВАНИЕ НОРМАЛЬНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВЕРОЯТНОСТИ РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗМЕРЕНИЯ БИОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПОТЕНЦИАЛОВ РАСТЕНИЙ

*В настоящий момент крайне скудной является информации о статистических особенностях законов распределения результатов измерения биоэлектрических потенциалов растений. Поэтому результаты исследования позволят осуществить дальнейшую обработку полученных данных, в частности, при применении корреляционного анализа.*

**Ключевые слова:** биоэлектрический потенциал растений; закон распределения; количество измерений; нормальный закон; гистограмма.

Специфика статистической обработки результатов исследования медико-биологических объектов заключается в том, что анализируемая база данных показателей состояния биообъектов отличается крайней вариативностью из-за действия множества неконтролируемых случайных факторов, сложностью взаимосвязей между ними, а также необходимостью учета объективных и субъективных факторов, влияющих на результат оценки. Особенностью электрофизиологических исследований растений является крайняя скудность информации о статистических особенностях законов распределения их показателей и характеристик, в частности, результатов измерения их биоэлектрических потенциалов. При этом стоит отметить, что множество случайных по своей природе факторов, сила воздействия которых на растение либо неизвестна, либо мало изучена, определяют случайный характер процессов, протекающих в растениях, и как следствие случайный характер значений измеряемых величин.

Применение понятий и результатов теории вероятности и математической статистики позволяют использовать те или иные семейства распределений вероятностей. Наиболее популярно нормальное распределение, например, в основе аппарата классического корреляционного анализа лежит предположение о принадлежности наблюдаемого случайного процесса нормальному закону, на предположении о нормальности построены классические модели регрессионного, дисперсионного и факторного анализов. Однако, реальные распределения практически всегда отличаются от включенных в классические параметрические семейства, а имеющиеся отклонения от заданных семейств делают неверными выводы, основанные на использовании этих семейств, поскольку неверна лежащая в их основе аксиома нормальности распределений соответствующих случайных величин. Из этого следует, что результаты измерений имеют свойства, приводящие к тому, что моделировать их следует случайными величинами с распределениями, более или менее отличными от нормальных.

Тем не менее, полнота теоретических исследований, относящихся к нормальному закону, а так же сравнительно простые математические свойства делают его наиболее привлекательным и удобным в применении, именно поэтому первой задачей, решаемой в процессе исследования, была проверка нормальности распределения результатов измерения биоэлектрических потенциалов, полученных в процессе длительного мониторинга функционального состояния растений.

Предполагать априори, что результаты измерений распределены по нормальному закону оснований нет, так как, несмотря на то, что случайная величина определяется в результате совокупного действия многих факторов, но действие их на растение меняется от крайне незначительного до основополагающего, действуют они далеко не всегда аддитивно и предположительно находятся во взаимной связи друг с другом. Таким образом, необходимо экспериментально изучить распределение результатов измерения биоэлектрических потенциалов растений.

Для достаточно надежного установления нормальности требуется весьма большое число наблюдений. Исходя из того, что экспериментально полученные данные были получены в

достаточно большом объеме, представилась возможность провести проверку нормальности распределения, руководствуясь следующим принципом Фишера: «Отклонения от нормального вида, если только они не слишком заметны, можно обнаружить лишь для больших выборок ...». Так, чтобы гарантировать, что функция распределения результатов измерений отличается от некоторой нормальной не более, чем на 0,01 (при любом значении аргумента), требуется порядка 2500 результатов измерений. С другой стороны, существует возможность определить необходимое число измерений, удовлетворяющее заранее заданной погрешности измерения, с учетом того, что увеличение количества измерений даже при неизменной их точности позволяет сузить доверительный интервал для истинного значения измеряемой величины.

Для этого рассчитывают параметр  $t$  [1]

$$t = \frac{\Delta}{\sigma},$$

где  $\Delta$  – погрешность измерения;

$\sigma$  – среднее квадратическое отклонение.

Тогда  $t$  будет равно  $t = \frac{0,0005}{0,005} = 0,1$ , а для полученного значения параметра и заданной

вероятности  $P=0,95$  по таблице [1] определяют необходимое количество измерений, равное 387.

Для проверки нормальности закона распределения вероятности результата измерения нужно построить гистограмму, являющуюся эмпирической плотностью вероятности результата измерения. Иногда по виду гистограммы можно с большой уверенностью заключить, подчиняется или нет результат измерения нормальному закону распределения вероятности, в другом случае правдоподобие гипотезы следует проверить с использованием критериев согласия. При количестве независимых значений результата измерения больше 40 ... 50 наиболее распространенным из них является критерий К. Пирсона (критерий  $\chi^2$ ) [1]. При его использовании за меру расхождения экспериментальных данных с теоретическим законом распределения вероятности принимается сумма квадратов отклонения частот  $\frac{m_i}{n}$  от теоретической вероятности  $p_i$  попадания отдельного значения результата измерения в  $i$ -й интервал, причем каждое слагаемое берется с весовым коэффициентом  $\frac{n}{p_i}$ :

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^k \frac{n}{p_i} \left( \frac{m_i}{n} - p_i \right)^2,$$

где  $k$  – количество интервалов;

$n$  – количество измерений.

Идея критерия  $\chi^2$  состоит в контроле отклонений гистограммы экспериментальных данных от гистограммы с таким же числом интервалов, построенной на основе нормального распределения.

Проведенный анализ показал, что гипотеза о нормальности распределения вероятности экспериментальных результатов измерения биоэлектрических потенциалов (БЭП) растений не подтвердилась. Причем такой вывод позволяет сделать не только расчет критерия согласия, но и построенные гистограммы, по которым визуально определяются существенные отклонения от нормального закона распределения. К тому же анализ полученных результатов показал, что наиболее часто встречается распределение, вид которого показан на рисунке 1.

Как видно на приведенной гистограмме характерно наличие двух экстремумов, разделенных локальным минимумом. Причем это встречается как на всей генеральной совокупности полученных результатов, так и на отдельных ее участках. Таким образом различия между расчетными значениями критерия согласия и табличными оказались весьма значительными, что полностью отвергает гипотезу о нормальности распределения результатов измерения биоэлектрических потенциалов растений, а ситуация представленная на гистограмме, соответствует двумодальному распределению.

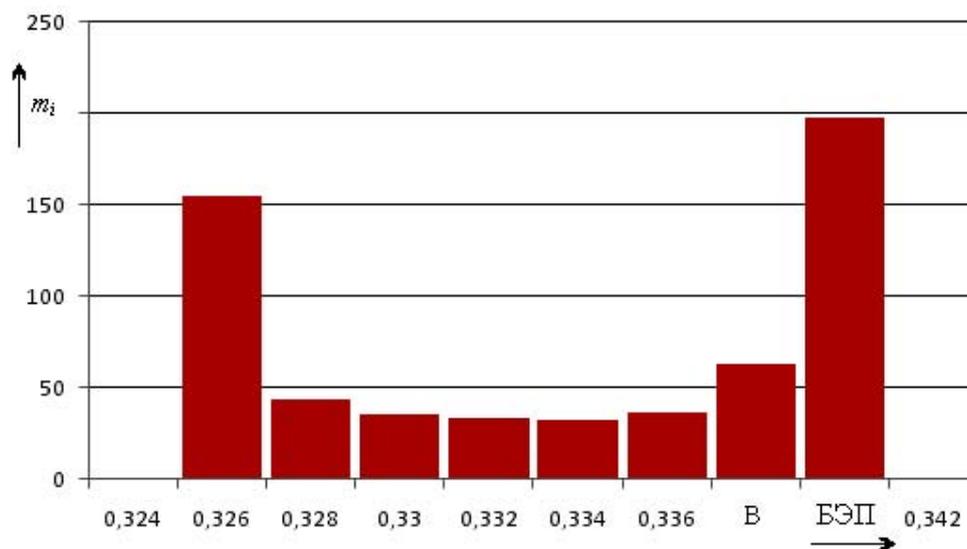


Рисунок 1 – Гистограмма распределения результатов измерения биоэлектрических потенциалов растений ( $n = 600$ )

Причем количество измерений, на основании которых строится гистограмма, существенно влияет на ее вид, так как для выявления максимумов в распределении биоэлектрических потенциалов необходимо иметь результаты измерений, охватывающие более широкий диапазон, т.е. для построения двухмодального распределения необходимо увеличить количество измерений (был проведен анализ выборок, состоящих из 1800 результатов измерений). Однако увеличение количества измерений больше указанного значения не приводит к увеличению информативности данных измерений биопотенциала.

Увеличение количества измерений в анализируемой выборке подтвердило предположение о вероятности реализации распределения результатов измерения биоэлектрических потенциалов по двухмодальному закону, так как в большинстве случаев проанализированных выборок наблюдались гистограммы, пример которых показан на рисунке 2.

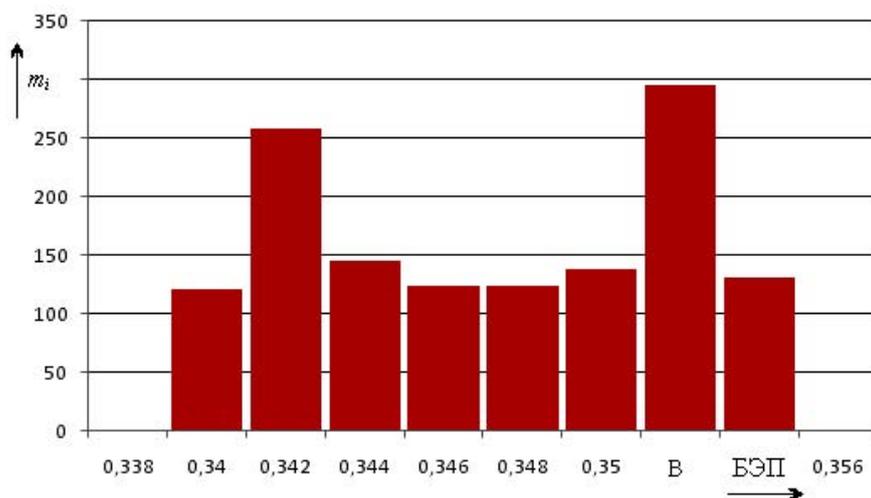


Рисунок 2 – Гистограмма распределения результатов измерения биоэлектрических потенциалов растений ( $n = 1800$ )

Анализ полученных результатов позволяет выдвинуть гипотезу о том, что анализируемые выборки являются результатом суммирования двух нормально распределенных величин, т.е. имеются две четко выраженные выборки, соответствующие двум измеряемым величинам с двумя средними арифметическими значениями. Однако, как уже отмечалось ранее, двухмодальное распределение встречается как на всей генеральной совокупности полученных результатов, так и на отдельных ее участках. Причем существенное сокращение ко-

личества измерений приводит к тому, что распределение теряет вторую моду распределения, и остается только одна точка максимума плотности распределения вероятностей, но нормальности распределения в этой сокращенной серии, как и прежде не наблюдается.

Безусловно, даже в случае отклонения исследуемых экспериментальных данных от нормального закона существует, по крайней мере, два пути его целесообразного использования: во-первых, использовать нормальный закон в качестве первого приближения (но проведенное детальное исследование показало существенное отклонение от нормальности); во-вторых, можно подобрать такое преобразование исследуемой случайной величины, которое видоизменяет исходный “не нормальный закон” распределения, превращая его в нормальный (однако, подобное изменение возможно только в случае наличия незначительных отличий).

### ВЫВОДЫ

Таким образом, можно сделать вывод о том, что закон распределения вероятностей результатов экспериментального измерения биоэлектрического потенциала растений отличается от нормального. Этот вывод необходимо учитывать при дальнейшей обработке полученных данных. В частности применение основ, уже упомянутого, корреляционного анализа должно быть основано на полученных в результате исследования выводах, так как выбор метода анализа связи между признаками определяется видом закона распределения.

Однако, учитывая, то что остается вероятность того, что распределение будет подчиняться нормальному закону распределения, алгоритм статистической обработки результатов измерений биопотенциалов должен обязательно содержать этап, задачей которого будет выявление отклонений от нормального закона распределения.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Маркин, Н.С. Основы теории обработки результатов измерений [Текст] / Н.С. Маркин. – М.: Издательство стандартов, 1991. – 176 с.; ил.

**Бондарева Людмила Александровна**

Государственный университет-УНПК, г. Орёл

доцент кафедры «Приборостроение, метрология и сертификация», кандидат технических наук, доцент  
телефон (4862)41-98-76;

E-mail: 270174@mail.ru

---

L.A. BONDAREVA

## RESEARCH OF THE NORMALITY OF THE PROBABILITY DISTRIBUTION OF THE RESULTS OF MEASUREMENT OF BIOPOTENTIALS PLANTS

*At the moment the extremely poor is information on statistical features of laws of distribution of results of measurement of bioelectric potentials of plants. Therefore results of research will allow to carry out further processing of the received data, in particular, at application of the correlation analysis.*

**Keywords:** *bioelectric potential of plants; distribution law; number of measurements; normal law; histogram.*

### BIBLIOGRAPHY

1. Markin, N.S. Osnovy teorii obrabotki rezul'tatov izmerenij [Tekst] / N.S. Markin. – M.: Izda-tel'stvo standartov, 1991. – 176 s.; il.

**Bondareva Lyudmila Alexandrovna**

State University – Education Science Production Complex, Orel

Candidate of technical science, associate professor, associate professor of department “Instrument engineering, metrology and certification”

Tel: (4862)41-98-76;

E-mail: 270174@mail.ru

# **ИСПЫТАНИЯ, КОНТРОЛЬ, ДИАГНОСТИКА** **И УПРАВЛЕНИЕ КАЧЕСТВОМ**

УДК 620.179.1.082.7.05

Е.В. ПАХОЛКИН, К.В. ПОДМАСТЕРЬЕВ

## **ИНТЕЛЛЕКТУАЛИЗАЦИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ТРИБОМОНИТОРИНГА**

*В статье рассмотрено одно из направлений развития электрических методов трибомониторинга. Описаны история развития и современные достижения методов. Рассмотрены проблемы с внедрением методов. Дана общая концепция интеллектуализации трибомониторинга по электрическим параметрам.*

*Ключевые слова:* трибомониторинг, электрические методы, интеллектуализация методов.

**Понятие об интеллектуализации методов неразрушающего контроля.** Президент Российского общества по неразрушающему контролю и технической диагностике, академик РАН В.В. Клюев к числу основных направлений развития неразрушающего контроля относит интеллектуализацию методов и средств контроля и диагностирования: «В настоящее время используют более 100 физических методов исследований, тысячи типов приборов (объем продаж – десятки миллиардов долларов). При этом в основе решения диагностических задач лежит, прежде всего, оптимальный выбор физического явления, дающего объективную информацию о параметре контроля или диагностирования. Важнейшей проблемой становится уже не фиксация самого факта наличия дефекта, не определение его параметров, а исследование и регистрация физических эффектов, сопровождающих зарождение и рост дефекта, то есть отражающих состояние объекта, когда он переходит в «дефектное» состояние» [1].

Таким образом, в научном аспекте интеллект методов заключается в правильном выборе физических эквивалентов (явлений), характеризующих множественные возможные состояния исследуемых объектов. На основе этого в прикладном аспекте можно проектировать интеллектуальные диагностические технологии, технические средства контроля и диагностирования узлов трения. Интеллектуализация современных методов и средств контроля и диагностирования неразрывно связана с компьютерными технологиями в измерениях, контроле и диагностировании, что открывает возможности создания экспертных диагностических систем.

**Состояние и перспективы электрических методов трибомониторинга.** Распространенными и интенсивно развивающимися являются электрические методы диагностирования и контроля трибосопряжений, в основу которых заложено использование различных электрических параметров. По данным проведенных патентных исследований по проблеме «технологии триботехнических испытаний и диагностики» технические решения по электрическим и вибродиагностическим методам составляют более половины от общего числа решений, причем их соотношение эквивалентно. Данное сравнение приведено исходя из того, что акустический вид неразрушающего контроля в целом является одним из наиболее развитых (метод ультразвуковой дефектоскопии впервые был предложен в 1928 г. [1]). Как следствие, техника и технологии акустического контроля и диагностирования трибосопряжений в настоящее время являются и общепризнанными (в т.ч. стандартизованными), и наиболее распространенными. При этом опыт общения авторов статьи с ведущими специалистами в области вибродиагностики позволяет судить, что возможности и данных методов ограничены, подчас не позволяют решать задачи диагностики трибосопряжений, которые успешно решаются в рамках электрических методов.

Электрические методы называют часто электрофлуктуационными, поскольку о техническом состоянии подшипника судят по параметрам флуктуаций ЭДС, емкости, активного

или комплексного сопротивления контролируемого объекта. Эти методы обладают рядом неоспоримых преимуществ, которые заключаются в том, что объективная информация о состоянии узла трения поступает непосредственно из зон трения его деталей в форме электрического сигнала, удобного для дальнейшего преобразования. При этом нет необходимости в использовании специальных первичных преобразователей – электронное средство диагностирования подключается непосредственно к деталям трибосопряжения, что позволяет создавать сравнительно простые, практически безынерционные и высокочувствительные средства диагностирования. По чувствительности эти методы во многом не имеют равных, что подтверждается, например, решением задач дефектоскопии подшипников качения [2].

Электрические методы диагностирования на современном этапе их развития обеспечивают решение большого круга практических задач диагностирования узлов трения (подшипников качения, скольжения, зубчатых передач, испытательных пар трения в машинах трения). К областям эффективного применения методов сейчас можно отнести комплексную оценку состояния опоры трения или скольжения, поиск локальных дефектов и контроль параметров регулярных макроотклонений дорожек качения колец подшипников, оценку состояния смазки в зонах трения [3]. Указанные задачи решаются при входном контроле новых и дефектации бывших в эксплуатации подшипников, диагностировании опор качения и скольжения при выполнении механосборочных работ и в рамках функционального диагностирования технологического оборудования [4], в процессе испытаний и эксплуатации изделий, проведения научных исследований.

Начало использования в качестве промышленной технологии электрорезистивной трибодиагностики, ранее являющейся преимущественно методом научных исследований, можно отнести к 2004-2005 г., когда одна из крупнейших отечественных промышленных корпораций утвердила данный метод трибодиагностики в качестве основного при мониторинге узлов трения. Объяснением являются уникальные возможности рассматриваемого метода: высокая чувствительность, не достижимая прочими методами, безынерционность в получении диагностической информации, широкие функциональные возможности в оценке технического состояния узлов трения, позволяющие реализовывать более оптимальные режимы управления технологическим оборудованием (например, использование результатов диагностики для определения индивидуальной минимально допустимой скорости работы листопркатных станков, адаптация давления масла в подшипниках скольжения с гидростатической смазкой, реализация управления оборудованием на этапе технологического прогноза после ремонтных операций, мониторинг ремонтного восстановления деталей узлов трения и многое другое).

Не смотря на множество достоинств рассматриваемых методов, остается не решенным огромный круг задач. Общим характерным недостатком электрических методов на современном этапе является то, что алгоритмы обработки первичной информации являются достаточно примитивными. В основном, находят применение интегральные параметры, по которым анализируются, как правило, установившиеся режимы фрикционного взаимодействия.

Важнейшими научно-техническими проблемами являются отсутствие надежных приборных систем для промышленного применения, отсутствие научно обоснованного алгоритма формирования критериев интерпретации результатов диагностирования в отношении разнообразных объектов (различных узлов трения), а также отсутствие теоретических положений (описаний, моделей), а также эмпирического опыта, которые позволяли бы исследовать процессы и явления в узлах трения, связанные с изменением условий фрикционного взаимодействия (нестационарные переходные режимы). В практическом отношении решение последней проблемы представляет интерес в том плане, что подобные режимы в большинстве случаев связаны с последующими отказами узлов трения или являются их непосредственными причинами.

Рассматриваемые режимы в трибологии определяются термином «неустойчивость» [5]. Авторы работы [5] рассматривают неустойчивость фрикционного контакта, прежде всего, как термическую неустойчивость, однако, данные тепловые процессы в целом можно

рассматривать как следствие протекающих в зоне трения явлений. При этом использование именно температуры как диагностического параметра сопряжено с трудностями технической реализации данного вида контроля: температура изменяется в широком диапазоне, данные процессы являются динамическими, в большинстве случаев невозможно измерять температуру непосредственно в зоне трения без адаптации конструкции узлов трения.

Неустойчивость фрикционного контакта, очевидно, приводит не только к флуктуациям температуры в зоне трения (температурные всплески, изменения поверхностной и объемной температуры трибосопряжения), но и к флуктуациям электрических параметров. В частности, один из видов неустойчивости фрикционного взаимодействия рассматривается как результат термоупругих явлений на поверхностях трения. Контактные взаимодействия приводят к перестройке микрогеометрии – изменениям микрорельефа, связанным с расширением и сжатием материала в поверхностных микрообъемах, а также с изнашиванием участков поверхностей. Именно такие процессы характерны этапам приработки трибосопряжений, изменению скоростных и нагрузочных режимов. Трибосистемы, как правило, стремятся «приспособиться» к изменяющимся условиям трения, но такой «сценарий» не всегда реализуется, и происходит формирование условий для интенсификации всех видов изнашивания, для снижения ресурса трибообъекта.

В качестве примера можно привести временные диаграммы изменения электрического диагностического параметра «нормированное интегральное время электрического контактирования» (НИВ) [3] (рис. 1). Данный параметр является оценкой вероятности нарушения сплошности смазочного слоя в трибосопряжении, а с точки зрения обработки измерительной информации НИВ – это параметр электрического сопротивления зоны трения. Видно, что в процессе приработки опоры качения (подшипник 208) параметр возрастает, что свидетельствует о непригодности подшипника и позволяет принять соответствующее решение уже на начальном этапе его работы в течение нескольких минут.

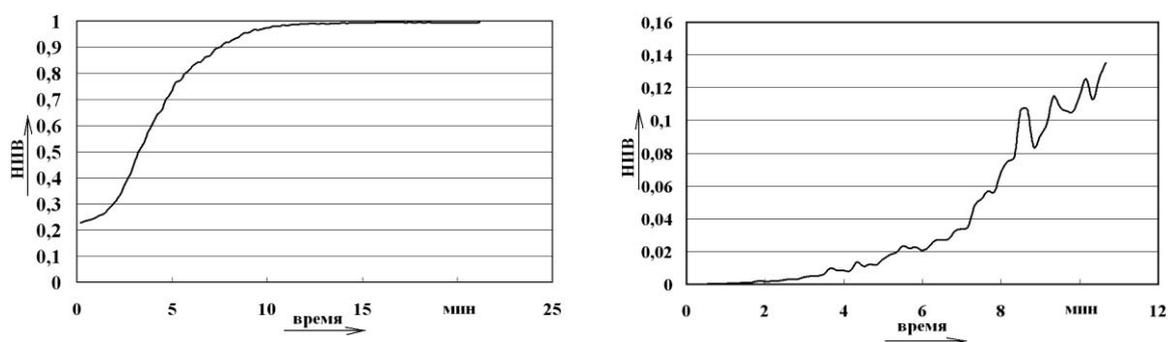


Рисунок 1 – Два примера мониторинга приработки подшипников, непригодных к использованию

Другой тип неустойчивости фрикционного контакта связан с температурной зависимостью коэффициента трения, который с увеличением температуры возрастает. Однако из-за нелинейной зависимости коэффициента трения от скорости скольжения возможны относительные изменения данных параметров, что приводит к неоднозначному влиянию выделяющегося при трении тепла на силу трения. В результате последняя может изменяться скачкообразно на фоне квазипериодического изменения температуры.

Неустойчивость фрикционного контакта может быть связана со сменой режимов работы трибосопряжения. Характер неустойчивости близок к описанному выше, однако здесь рассматривается возможность перехода от жидкостного трения к граничному и сухому и наоборот. Такие переходы связаны с накоплением тепла в тонком поверхностном слое, может возникать плавление участков поверхностей трения. Такие процессы приводят к колебаниям коэффициента трения: рост температуры и оплавление поверхностного слоя приводит к снижению трения, что приводит к снижению температуры и вновь к росту коэффициента трения. Конкурирующие, таким образом, факторы и вызывают неустойчивость фрикционного контакта.

Саморегулирование фрикционного взаимодействия нельзя рассматривать без учета трибохимических реакций. Введение в материал трибосопряжения и в смазочный материал определенных компонентов обеспечивает формирование сервовитных слоев при нагреве рабочих поверхностей. Разрушение защитного слоя вновь ведет к повышению температуры трения и процессы повторяются.

Чувствительность электрических параметров и, в частности, параметров электрического сопротивления к рассмотренным процессам не вызывает сомнения. На рисунке 2 приведен результат эксперимента с подшипником 208, в процессе которого оказывалось влияние на подшипник, вызывающее возникновение неустойчивостей фрикционного взаимодействия.

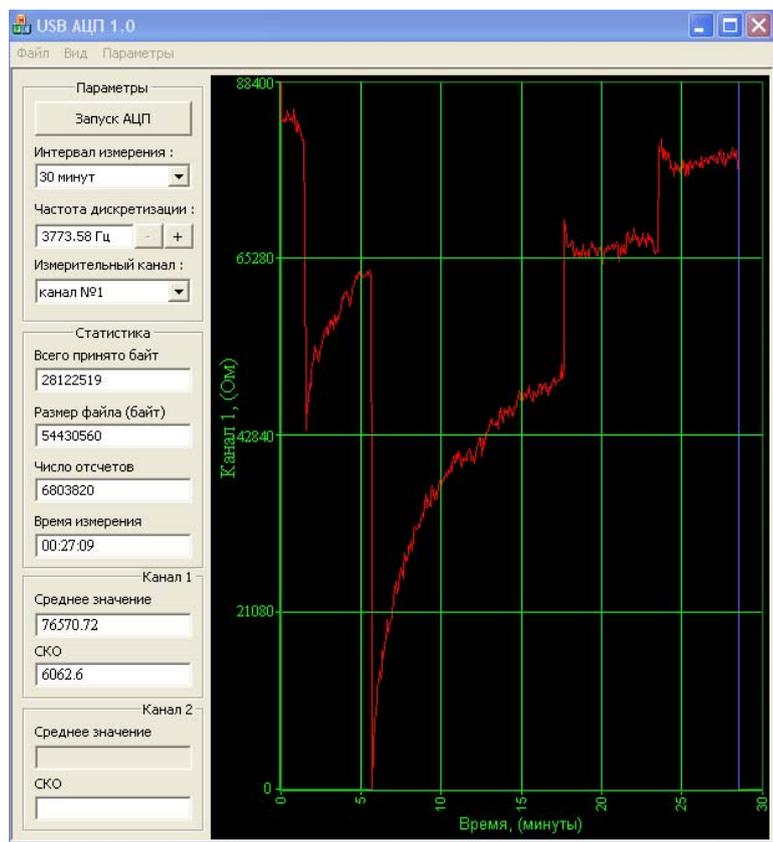


*Рисунок 2 – Изменение параметра НИВ при возникновении неустойчивости фрикционного контакта*

Из рисунка 2 видно, что применение рассматриваемого диагностического параметра позволяет эффективно отслеживать изменения тепловых и нагрузочных режимов в подшипниках, практически безынерционно устанавливая момент заклинивания (останова привода и др. аварийных ситуаций), осуществлять мониторинг изменения качества рабочих поверхностей. В частности, электрическим методом трибомониторинга можно решать широко распространенную задачу технологической обкатки подшипников, так как диагностическая информация позволяет установить момент окончания приработки или сделать вывод о непригодности подшипника к использованию.

На рисунке 3 приведен пример использования электрического сопротивления при исследовании изменений нагрузочных режимов. Временная диаграмма наглядно демонстрирует самоорганизацию процесса фрикционного взаимодействия. Изменение нагрузочных режимов приводит к резкому, практически безынерционному изменению диагностического параметра. После воздействия и самоорганизации фрикционного процесса значение параметра стремится вернуться к определенному диапазону, который характеризует интегрально качество конкретного подшипника.

Теория электропараметрических методов трибомониторинга в настоящее время является достаточно проработанной. При этом, конечно, следует отметить, что рассмотренные процессы, связанные с неустойчивостью фрикционного взаимодействия и представляющие первостепенный интерес для контроля и диагностирования, не имеют должного математического описания. Трибологи также отмечают, что рассматриваемые явления сложно моделировать [5].



(0...3) мин – работа в установившемся режиме (после предварительной обкатки);  
 3 мин – увеличение нагрузки от 50 до 100 н;  
 (3...6) мин приработка;  
 6 мин – резкое ухудшение режима смазки (аварийная ситуация);  
 (6...17) мин – приработка (характер изменения параметра соответствует стабилизации режима работы подшипника);  
 17 мин – уменьшение нагрузки от 100 до 50 н;  
 (17...23) мин – приработка;  
 23 мин – уменьшение нагрузки от 50 до 25 н;  
 (23...28) мин – приработка, завершение эксперимента

Рисунок 3 – Пример мониторинга подшипника 1000900 с применением параметра «среднее электрическое сопротивление»

Таким образом, к перспективам развития электрических методов трибомониторинга и относится решение задач интеллектуализации методов, создания новых программно-аппаратных комплексов, позволяющих реализовать самообучающиеся экспертные системы, использующие эмпирическую информацию.

Общей целью рассматриваемого исследования является создание теории и принципов получения и обработки информативных параметров электрической группы с адаптивным формированием основных признаков и характеристик, являющихся физическими эквивалентами технического состояния объекта и происходящих в нем процессов, на основе системного анализа электрических параметров и характеристик как части комплекса первичных информационных признаков, представленных, в том числе, признаками иной физической природы. В прикладном аспекте результаты фундаментального исследования в сравнительно короткие сроки могут быть трансформированы в прикладную область – разработка современных наукоемких программно-аппаратных комплексов, обеспечивающих внедрение интеллектуальных самообучающихся технологий мониторинга узлов трения, входящих в объекты, отказ которых связан с нарушением техногенной безопасности (оборудование опасных производств и технологических циклов), а также с экономическими потерями от простоев, незапланированных ремонтов и снижения качества выпускаемой продукции.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Неразрушающий контроль и диагностика: Справочник / В.В. Клюев, Ф.Р. Соснин, А.В. Ковалев и др.; Под ред. В.В. Клюева. 2-е изд., испр. и доп. – М.: Машиностроение, 2003. – 656 с., ил.
2. Подмастерьев, К.В. Электрический метод и средства поиска локальных дефектов опор качения / К.В. Подмастерьев, Е.В. Пахолкин // Дефектоскопия. – 1998. – № 8. – С. 59 - 67.
3. Подмастерьев, К.В. Электропараметрические методы комплексного диагностирования опор качения [Текст] / К.В. Подмастерьев. - М.: Машиностроение - 1, 2001. - 376 с.: ил.

4. Пахолкин, Е.В. Исследование эффективности контроля несущей способности смазочного слоя в подшипниках скольжения жидкостного трения электрическими методами [Текст] / Е.В. Пахолкин, К.В. Подмастерьев, В.В. Мишин, Н.Н. Фокин, Д.А. Медведев // Контроль. Диагностика. – №6 (132). – 2009. – С. 25-32.

5. Мышкин, Н.К. Трибология. Принципы и приложения [Текст] / Н.К. Мышкин, М.И. Петроковец. – Гомель: ИММС НАНБ, 2002. – 310 с.

*Работа выполнена в рамках Государственного задания 7.2668.2011.*

**Пахолкин Евгений Васильевич**

Государственный университет - УНПК, г. Орел

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Приборостроение, метрология и сертификация»

Тел. (4862) 416684

E-mail: Eugene\_P@bk.ru

**Подмастерьев Константин Валентинович**

Государственный университет - УНПК, г. Орел

Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой "Приборостроение, метрология и сертификация"

Тел. (4862) 419821

E-mail: asms-orel@mail.ru

---

E.V. PAKHOLKIN, K.V. PODMASTERYEV

**INTELLECTUALIZATION OF ELECTRIC METHODS  
OF TRIBOMONITORING**

*In article one of the directions of development of electric methods of a tribomonitoring is considered. The history of development and modern achievements of methods are described. Problems with introduction of methods are considered. The general concept of an intellectualization of a tribomonitoring on electric parameters is given.*

**Keywords:** tribomonitoring, electric methods, intellectualization of methods.

**BIBLIOGRAPHY**

1. Nerazrushajuwij kontrol' i diagnostika: Spravochnik / V.V. Kljuev, F.R. Sosnin, A.V. Kovalev i dr.; Pod red. V.V. Kljueva. 2-e izd., ispr. i dop. – M.: Mashinostroenie, 2003. – 656 s., il.

2. Podmaster'ev, K.V. Jelektricheskij metod i sredstva poiska lokal'nyh defektov opor kachenija / K.V. Podmaster'ev, E.V. Paholkin // Defektoskopija. – 1998. – № 8. – S. 59 - 67.

3. Podmaster'ev, K.V. Jelektricheskije metody kompleksnogo diagnostirovanija opor kachenija [Tekst] / K.V. Podmaster'ev. - M.: Mashinostroenie - 1, 2001. - 376 s.: il.

4. Paholkin, E.V. Issledovanie jeffektivnosti kontrolja nesuwej sposobnosti smazochnogo sloja v podshipnikah skol'zhenija zhidkostnogo trenija jelektricheskimi metodami [Tekst] / E.V. Paholkin, K.V. Pod-master'ev, V.V. Mishin, N.N. Fokin, D.A. Medvedev // Kontrol'. Diagnostika. – №6 (132). – 2009. – S. 25-32.

5. Myshkin, N.K. Tribologija. Principy i prilozhenija [Tekst] / N.K. Myshkin, M.I. Petrokovec. – Gomel': IMMS NANB, 2002. – 310 s.

**Pakholkin Evgeniy Vasilyevich**

State University – Education Science Production Complex, Orel

Candidate of technical science, associate professor, associate professor of department “Instrument engineering, metrology and certification”

Tel. (4862) 416684

E-mail: Eugene\_P@bk.ru

**Podmasteryev Konstantin Valentinovich**

State University – Education Science Production Complex, Orel

Doctor of technical Sciences, professor, head of the department “Instrument engineering, metrology and certification”

Phone: (4862) 419802

E-mail: asms-orel@mail.ru

УДК 621.3

Р.В. АЛАЛУЕВ, Ю.В. ИВАНОВ, Д.М. МАЛЮТИН, А.В. ПЛЯСОВ,  
В.Я. РАСПОПОВ, П.Г. СИДОРОВ

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ МНОГООБОРОТНОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ ЗАПОРНОЙ АРМАТУРОЙ ТРУБОПРОВОДНОГО ТРАНСПОРТА<sup>1</sup>

*Рассмотрены особенности конструкции, технические характеристики и результаты испытаний нового универсального многооборотного электропривода для управления запорной арматурой трубопроводного транспорта.*

*Ключевые слова:* арматура, асинхронный электродвигатель, редуктор, система управления, электропривод.

### ВВЕДЕНИЕ

В соответствии с постановлением Правительства РФ от 9.04.10 г. № 218 и Договором с Министерством образования и науки РФ от 22.10.2010 № 13.G25.31.0056 ОАО «Мичуринский завод «Прогресс» (ОАО «МЗП») является получателем субсидии, в объеме которой заключен договор между ОАО «МЗП» и ФГБОУ ОАО «Тульский государственный университет» (ТулГУ) на разработку электропривода для трубопроводной арматуры различных типоразмеров.

Разработанный электропривод легко устанавливается, прежде всего, на запорную арматуру трубопроводного транспорта, а при незначительной модернизации с незначительными финансовыми затратами (до 20 % от себестоимости) – на машины различного отраслевого назначения (грузоподъемные машины, лифты, сельскохозяйственные машины, конвейеры и т.д.).

Для всех возможных реализаций электропривода предлагается применение специализированного асинхронного электродвигателя с частотным регулированием по скорости вращения, со сквозным центральным отверстием для прохода шпинделя трубопроводной арматуры с возможностью регулирования скорости вращения в широком диапазоне.

Блок управления электроприводом позволяет осуществлять функции управления, регулирования и диагностики.

### КОНСТРУКЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛЕКТРОПРИВОДА

Общий вид электропривода, в структуру которого входят асинхронный электродвигатель TUE112MA8; многопоточный редуктор 7РПМ-88/230 в исполнении 7МРЭП-88-00/115 и блок управления, показан на рисунке 1а, а 3D модель электропривода приведена на рисунке 1б.

Специализированный асинхронный электродвигатель с большим центральным отверстием спроектирован, изготовлен и испытан в ОАО «НИПТИЭМ» (г. Владимир) [1]. Электродвигатель спроектирован на параметры: напряжение питания – 220 В, частота 146 Гц, число полюсов – 8, соединение обмоток – «звезда», полезная мощность 3,16 кВт, номинальный ток – 13,47 А. Принятым значениям напряжения и частоты соответствуют наименьшие (оптимальные) масса и габаритные размеры электродвигателя.

Специфика исполнения редуктора состоит в том, что две планетарные ступени его неделимой многопоточной передачи «3k-2g-h» [2] содержат зубчатые звенья, включая: разборное двухвенцовое входное центральное колесо; сателлиты, смонтированные на общих осях на водиле; опорное и выходное центральные колеса, отличающиеся друг от друга на два зуба ( $z_{a1} - z_{a2} = z_{b2} - z_{b1} = z_{g2} - z_{g1} = 2$ ).

<sup>1</sup> Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ

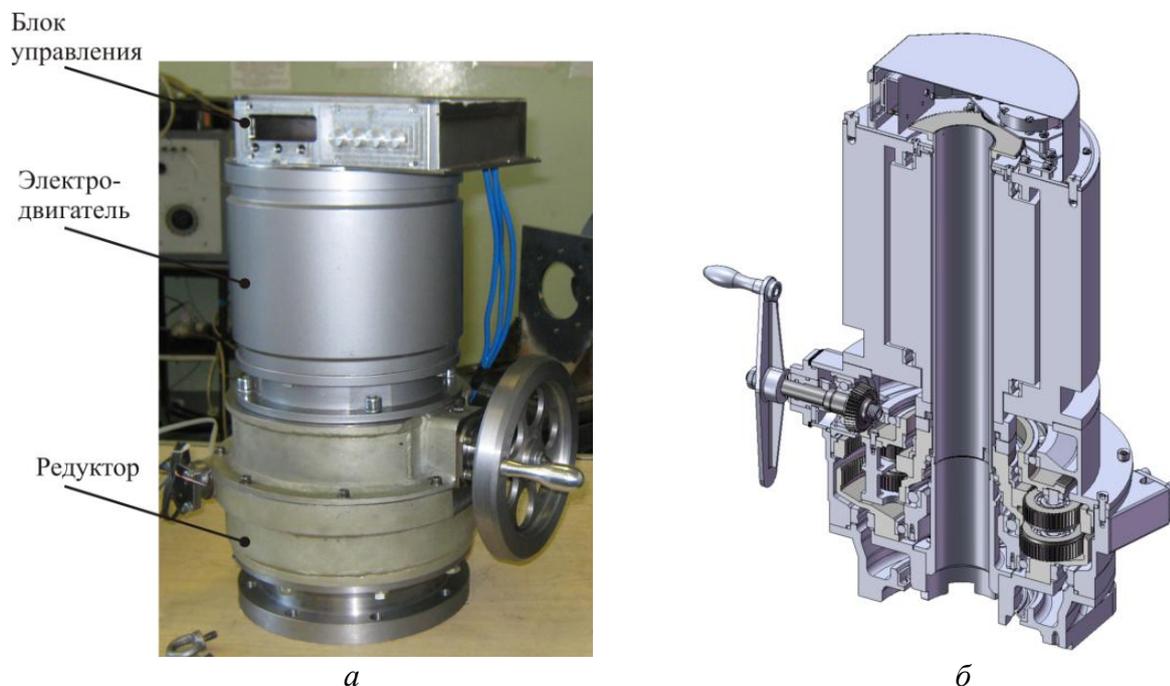


Рисунок 1 – Многооборотный электропривод в исполнении 7МРЭП-88-00/115

Все зубчатые звенья передачи смонтированы на трехщелевом водиле в отдельную сборочную единицу, включающую семь внешних и семь внутренних рабочих зацеплений в каждой ступени.

Для кинематической связи выходного вала редуктора с датчиком положения, установленным на верхней крышке электродвигателя, в приводе используется пустотелый информационный вал, кинематически связанный с выходным валом редуктора через адаптер передачи крутящего момента. Информационный вал проходит к датчику положения через пустотелый вал ротора приводного двигателя.

Основание разборного корпуса редуктора снабжено двумя датчиками силы С9В (рис. 2), неподвижно установленными в корпусе. Датчики силы кинематически связаны с опорным колесом через поступательно движущиеся толкатели.

Сменными зубчатыми колесами быстроходной планетарной ступени с числами зубьев  $z_{a1}$ ,  $z_{g1}$ ,  $z_{b1}$  обеспечиваются передаточные числа привода в диапазоне  $i_{a_{12}b_2}^b = 115; 76,6; 57,5; 46; 38,3$ . Это позволяет устанавливать привод с фиксированным межосевым расстоянием  $a_w = 88\text{мм}$  через сменный адаптер на различные задвижки с диаметром условного прохода труб от 50 до 500 мм при давлении в магистрали от 16 до 250 атм.



Рисунок 2 – Вид на основание корпуса редуктора привода со стороны двух датчиков силы



Рисунок 3 – Макет пульта удаленного доступа

Управление электроприводом (ЭП) реализуется пультом местного управления (рис.

1), пультом удаленного доступа (рис. 3), а также возможно управление от ЭВМ с установленной программой «Система управления электроприводами», т.е. возможно включение ЭП в промышленную сеть. Внешний вид окна программы «Система управления электроприводами» приведен на рисунке 4.

Пульт удаленного доступа и пульт местного управления соединяются при помощи интерфейса CAN. Пульт удаленного доступа соединяется с управляющей ЭВМ при помощи интерфейса USB.

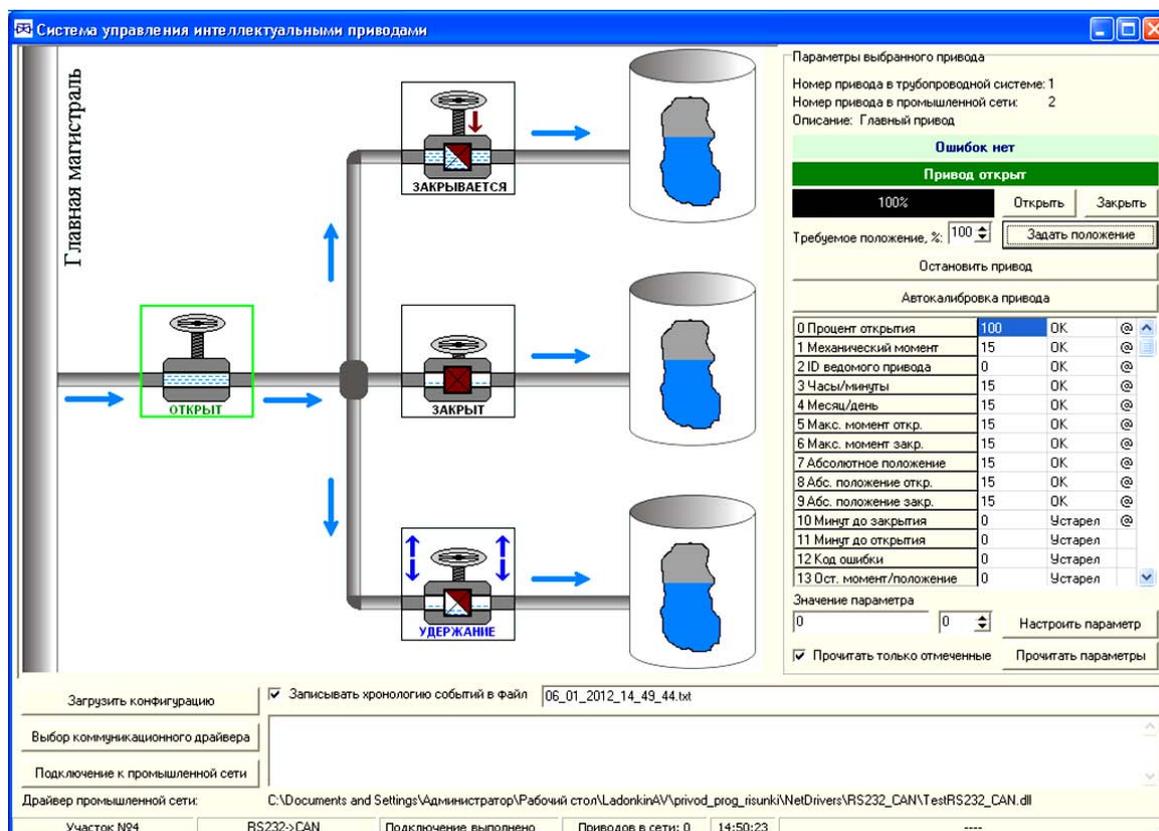


Рисунок 4 – Внешний вид окна программы «Система управления электроприводами»

Блок управления в настоящее время обеспечивает выполнение следующего набора функций:

- при нажатии функциональных клавиш пульта местного управления электропривод переходит в состояния: «Открыто», «Закрыто», «Стоп» и «Промежуточное положение». В соответствии с заложенным алгоритмом работы осуществляется задание параметров функционирования ЭП и сохранение их в памяти микроконтроллера;
- осуществляется штатный режим передачи данных от макета пульта удаленного доступа к пульту местного управления. При этом ЭП переходит в состояние «Открыто», «Закрыто», «Стоп» и «Промежуточное положение», а также осуществляется задание параметров функционирования ЭП и сохранение их в памяти макета пульта местного управления;
- осуществляется штатный процесс передачи команд управления от центральной ЭВМ к пульту местного управления. Выполняются команды «Открыто», «Закрыто», «Стоп» и «Промежуточное положение»; происходит считывание и задание параметров функционирования ЭП и сохранение их в памяти пульта местного управления.

Изготовление отдельных деталей электропривода по КД, разработанной ТулГУ, их сборка в сборочные единицы и изделия в целом, выполненные в экспериментальном цехе № 4 Мичуринского завода «Прогресс», подтвердили промышленную реализуемость универсального привода на стандартном станочном оборудовании с применением стандартной технологической оснастки.

### ИСПЫТАНИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДА

Испытания макетного образца на стендовом оборудовании завода-изготовителя предусмотрены календарным планом выполнения работ по договору № 539 в редакции от 27.10.2010. В Государственном стандарте «Качество продукции. Контроль и испытания» (ГОСТ 16.504-81, ГОСТ 15.001-73) под *испытаниями* продукции (изделия) понимается экспериментальное определение значений параметров и показателей качества продукции в процессе функционирования или при имитации условий эксплуатации.

Испытаниям подвергался макетный образец асинхронного электродвигателя для многооборотного привода TUE112MA8 № 8093, а затем на стендовом оборудовании ОАО «МЗП» – электропривод в комплекте с силовым редуктором МРЭП-88-10.

Испытания электродвигателя проведены на базе лаборатории электрических и виброакустических испытаний Испытательного центра ОАО «НИПТИЭМ» г. Владимир, аккредитованной Федеральным агентством по техническому регулированию и метрологии России на техническую компетентность для проведения работ по испытаниям в соответствии с областью аккредитации, регистрационный номер аттестата аккредитации в Государственном реестре № РОСС RU.0001.22M087, зарегистрирован 18.12.2009 г, действителен до 18.12.2014 г. Испытания проведены в ноябре 2011г. по ГОСТ Р 527765-2007. Методы испытаний соответствуют требованиям ГОСТ 7217-87, ГОСТ 11828-86.

В процессе испытаний была реализована следующая программа:

1. Снятие характеристик холостого хода при частоте  $F=50$  Гц, напряжении  $U=75$  В.
2. Снятие характеристик холостого хода и рабочих характеристик двигателя при частоте  $F=146$  Гц, напряжении  $U=220$  В  $\pm 5$  %.
3. Снятие механической и токовой характеристик при частоте  $F=146$  Гц, напряжении  $U=220$  В  $\pm 5$  %.
4. Испытание на нагревание.  
Режим S2: работа – 10 мин, охлаждение – 30 мин, количество циклов – 4.  
Режим S3 (ПВ 25 %): продолжительность цикла – 5 мин, количество циклов – 12.
5. Измерение уровня звука.
6. Измерение массы и габаритных размеров.

Результаты испытаний электродвигателя в соответствии с расчетными значениями проверяемых параметров для режима S2 приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Расчетные параметры и результаты испытаний электродвигателя

№ п/п	Наименование параметров	Обозн.	Ед. изм.	Расчетные значения	Результаты испытаний		
1	Режим работы	S2	-	S2	S2 Нагрев – 10 мин; Охлаждение – 30 мин		
2	Полезная мощность	$P_2$	кВт	3,16	3,16	3,16	3,16
3	Напряжение	$U$	В	220	231	220	209
4	Ток статора	$I_{ст}$	А	13,47	14,67	14,92	15,41
5	Скольжение	$S$	%	8,09	8,10	8,68	10,50
6	Частота	$F$	Гц	146	146	146	146
7	Коэф. мощности при $P_2=P_n$	$\cos Y$	-	0,745/0,702	0,734	0,757	0,790
8	КПД при $P_2=P_n$		%	82,59/79,98	73,36	73,48	71,70
9	Нач. пусковой ток $U=U_n$	$I_n$	А	-		66,88	
10	Кратность нач. пускового тока	$I_n/I_n$	-	4,988/5,986		4,48	
11	Номинальный момент	$M_n$	Нм	15	15,0	15,09	15,40
12	Начальный пусковой момент	$M_n$	Нм	-	47,82	43,38	39,15

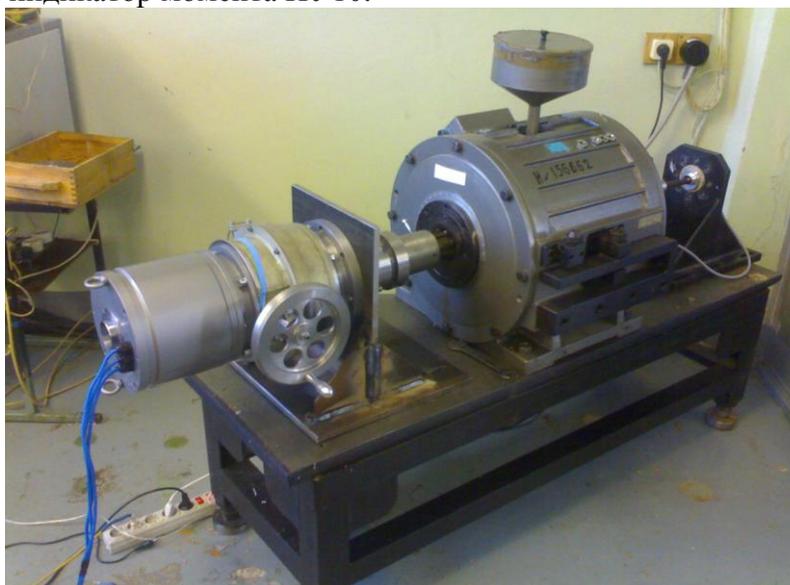
продолжение таблицы 1							
13	Максимальный момент	$M_{max}$	Нм	-	48,73	44,20	39,89
14	Минимальный момент	$M_{min}$	Нм	-	39,81	36,11	32,59
15	Кратн. нач. пускового момента	$M_{II}/M_H$	-	2,779/2,362	3,19	2,87	2,54
16	Кратность макс. момента	$M_{max}/M_H$	-	3,089/2,780	3,25	2,93	2,59
17	Кратность мин. момента	$M_{min}/M_H$	-	-	2,65	2,39	2,12
18	Скольжение критическое	$S_{кр}$	%	-	48,6	48,6	48,6
19	Подводимая мощность	$P_1$	кВт	-	4,307	4,301	4,407
20	Превышение темп. обм. статора	$DT$	С°	Не более 115		79,7	
21	Температура корпуса	$DT$	С°	-		41,6	
22	Температура окружающей среды	$T$	С°	-		15,5	
23	Сопр. обмоток статора при 20°	$R_{\phi}$	Ом	-	0,2736		
24	Средний уровень звука	$L$	дБ А	-		62,7	

Электропривод был подвергнут стендовым испытаниям по утвержденной программе «Многооборотный электропривод. Программа и методика испытаний макета 7 МРЭП-88-04/38-00.000 ИМ 1»

Испытания проводились на стендовом оборудовании в экспериментальном цехе № 4 Мичуринского завода «Прогресс» в период с 26 по 30 декабря 2011 г.

В испытаниях принимали участие представители Тульского государственного университета и Мичуринского завода «Прогресс», согласно приказу генерального директора В.А. Дмитриева по заводу за № 529а от 18 октября 2011 г.

Внешний вид электропривода на испытательном стенде показан на рисунке 5. В состав стенда испытательного дополнительного (СИД 580.00.000) входят порошковый тормоз типа ПТ-250М1 и индикатор момента ИУ10.



*Рисунок 5 – Внешний вид электропривода на испытательном стенде*

По программе испытаний выполнены следующие работы: подтверждены соответствие электропривода конструкторской документации (КД), коаксиальное расположение осей вращения ротора двигателя, входного и выходного валов редуктора; установлено соответствие

масс всех деталей и электропривода в сборе значениям, указанным в КД; проверены на соответствие техническим требованиям (ТТ) сопротивление изоляций электрических цепей и их электрическая прочность, сопротивление между элементами заземления и доступными для проникновения металлическими токоведущими частями электропривода; проведена обкатка привода: вхолостую, проверены скоростные режимы на различных скоростях под нагрузкой и подтверждено соответствие выходных параметров ТТ; проверены шумовые параметры и их соответствие ТТ; подтверждена работоспособность ручного дублера, равномерность и соответствие усилия на ободу маховика ТТ; подтверждена работоспособность датчиков силы и проведена проверка соответствия диапазона настройки моментных выключателей; выполнено испытание блока управления с имитацией работы в составе промышленной сети.

Масса электропривода составила 88,7 кг, а габаритные размеры 260×370×530 мм.

Экспериментальные данные, полученные в результате испытаний электропривода обкаткой вхолостую, в соответствии с Протоколом испытаний сведены в таблицу 2. Знак «-» в графе «Требования к параметру» означает, что требования к рассматриваемому параметру не предъявляются или уточняются в процессе испытаний электропривода.

Таблица 2 – Результаты испытаний электропривода обкаткой вхолостую для различных частот тока преобразователя частоты

Наименование параметра	Ед. изм.	Требования к параметру				Измеренное значение	
		Номинальное значение		Предельное отклонение		Нормальные условия	
		36 Гц	146 Гц	36 Гц	146 Гц	36 Гц	146 Гц
Среднее значение уровня звука (шума)	дБ	80	80	5	5	76	84
Температура корпуса двигателя до обкатки	°С	—	—	—	—	25	27
Температура корпуса редуктора до обкатки	°С	—	—	—	—	25	25,5
Температура корпуса двигателя после обкатки	°С	—	—	—	—	27	29
Температура корпуса редуктора после обкатки	°С	—	—	—	—	25,5	26
Температура в лаборатории	°С	—	—	—	—	24,2	
Ток холостого хода	А	8,5	9,1	0,5	0,5	8,5	9,1
Скорость выходного вала электропривода	об/мин	—	—	—	—	4,3	17,1

В процессе испытаний макетного образца электропривода обкаткой под нагрузкой проверена работоспособность многооборотного электропривода при плавном изменении частоты тока преобразователя частоты (ПЧ) от малых значений до номинального значения частоты для трех ступеней нагружения на частоте 36 Гц (500 Нм, 750 Нм, 1000 Нм) и трех ступеней нагружения на частоте 146 Гц (500 Нм, 750 Нм, 1000 Нм). Результаты испытаний для частоты ПЧ 36 Гц приведены в таблице 3, а для частоты 146 Гц – в таблице 4.

Таблица 3 – Результаты испытаний многооборотного электропривода обкаткой под нагрузкой при частоте тока ПЧ 146 Гц

	Требования к параметру		Измеренные значения								
	Номинальное значение	Предельное отклонение	Момент нагрузки, Н·м	Время работы, мин	Температура окружающей среды, °С	Температура корпуса двигателя до обкатки, °С	Температура корпуса редуктора до обкатки, °С	Температура корпуса двигателя после обкатки, °С	Температура корпуса редуктора после обкатки, °С	Линейный ток в рабочем режиме, А	Скорость выходного вала привода, об/мин
Момент нагрузки на валу, Н·м	500	2,5	500	10	27	31	28	34	29	11,2	3,53
	750	2,5	750	10	27	34,5	28,7	40,5	32	12,4	3,53
	1000	2,5	1000	5	27	40,5	29,3	45	31,2	16,5	2,61

К.п.д. электропривода определен как произведение к.п.д. электродвигателя и к.п.д. редуктора. К.п.д. электропривода при частоте ПЧ 146 Гц и моменте нагрузки 500 Нм составляет 0,5, а при моменте нагрузки 1000 Нм составляет 0,48. К.п.д. может быть увеличен в процессе прикатки редуктора электропривода и проведения работ по подбору оптимального типа и консистенции смазки.

Таблица 4 – Результаты испытаний многооборотного электропривода обкаткой под нагрузкой при частоте тока ПЧ 146 Гц

	Требования к параметру		Измеренные значения								
	Номинальное значение	Предельное отклонение	Момент нагрузки, Н·м	Время работы, мин	Температура окружающей среды, °С	Температура корпуса двигателя до обкатки, °С	Температура корпуса редуктора до обкатки, °С	Температура корпуса двигателя после обкатки, °С	Температура корпуса редуктора после обкатки, °С	Линейный ток в рабочем режиме, А	Скорость выходного вала привода, об/мин
Момент нагрузки на валу, Н·м	500	2,5	500	2	27	39,5	29	41,2	30,3	10,4	18,75
	1000	2,5	1000	2	27	42,7	30,5	43,5	33	14,0	18,0
	1750	2,5	1750	2	24	25	25	29,7	29,6	24,0	16,22

Предварительные заводские испытания опытного образца электропривода 7МРЭП 088.10.000.000, разработанного в ТулГУ и изготовленного на ОАО «Мичуринский завод «Прогресс», в комплекте с задвижкой проведены 30.07.2012 г (рис. 6) на ЗАО «Тяжпромарматура» г. Алексин, в цехе № 2, на испытательном стенде 7871-6012 (заводской № 23, аттестован 8 ноября 2011 года). В испытаниях принимали участие представители Тульского государственного университета, ОАО «Мичуринский завод «Прогресс» и ЗАО «Тяжпромарматура» г. Алексин.

Целью испытаний являлась проверка работоспособности и технических характеристик электропривода при его использовании для управления клиновой задвижкой типа ЗКЛПЭ-40 DN300 PN4,0МПа (черт. МА11024-300М-01) зав. № 3.

Испытания проведены при следующих условиях: температура окружающего воздуха +28 °С; испытательная среда, используемая для наполнения внутренней полости задвижки – вода с температурой +10 °С ÷ +20 °С. Управление задвижками во время проведения гидроиспытаний задвижки осуществлялось электроприводом 7МРЭП 088.10.000.000.



Рисунок 6 – Электропривод 7МРЭП в комплекте с задвижкой

Настройка крутящих моментов электропривода при управлении задвижкой ЗКЛПЭ-40 DN300 PN4,0МПа была осуществлена следующим образом: момент при закрытии задвижки 600 Нм, момент при открытии задвижки 800 Нм.

В соответствии с «Программой испытаний» электропривод в составе с клиновой задвижкой ЗКЛПЭ-40 DN300 PN4,0МПа прошел следующие испытания:

1. Испытание на герметичность разъемных соединений относительно внешней среды проводилось при давлении  $1,1PN = 4,4 \text{ МПа}$  ( $44 \text{ кг/см}^2$ ) выполнением 3-х циклов на полный рабочий ход шпинделя. После выдержки задвижки под давлением  $1,1PN = 4,4 \text{ МПа}$  ( $44 \text{ кг/см}^2$ ) в течение 5 минут были осмотрены разъем «корпус-крышка» и сальник. Протечек среды (воды) не обнаружено.

2. Испытание на герметичность затвора проводилось поочередно с каждой стороны задвижки. Визуальный контроль осуществлялся через левый и правый патрубки при закрытом затворе, на 2-х ступенях давлений:  $P1 = 0,6 \text{ МПа}$  ( $6 \text{ кг/см}^2$ ) и  $P2 = 1,1PN = 4,4 \text{ МПа}$  ( $44 \text{ кг/см}^2$ ). Величина крутящего момента при закрытии задвижки составила 600 Нм. Время выдержки после подачи давления в патрубок составило 5 мин, время для сбора и замера протечек составило 10 мин. Запас на износ составил: левая сторона – 9 мм, правая сторона – 9 мм. В результате контроля герметичности затвора с левой и правой стороны протечек среды не обнаружено.

3. Испытание на работоспособность проводилось путем выполнения 8 циклов (по 4 цикла на сторону) «открыто-закрыто-открыто» без давления и при одностороннем давлении на затвор  $P = 4,0$  МПа ( $40\text{кг/см}^2$ ) с подачей давления поочередно в каждый патрубок. Останов затвора в конечных положениях осуществлялся с использованием моментного выключателя в положении затвора «закрыто» и выключателя по положению в положении затвора «открыто» с замером фактических моментов при закрытии и отклонения фактического положения выходного вала электропривода от заданного при настройке путевого выключателя.

При проведении испытаний на работоспособность подвижные части затвора задвижки перемещались плавно, без стуков и заеданий. Максимальный крутящий момент при закрытии задвижки составил 620 Нм. Максимальный крутящий момент при открытии задвижки составил 400 Нм. Дискретность настройки путевых выключателей составила 30 градусов угла поворота выходного вала привода.

После выполнения испытаний проведен контроль герметичности затвора на двух ступенях давлений поочередно с правой и левой стороны задвижки в последовательности указанной в п.2. Протечек среды не обнаружено.

4. Испытание на работоспособность ручного дублера проводилось путем выполнения 8 циклов (по 4 цикла на сторону) «открыто-закрыто-открыто» при одностороннем давлении на затвор  $P = 4,0$  МПа ( $40\text{кг/см}^2$ ) с подачей давления поочередно в каждый патрубок. При проведении испытаний на работоспособность подвижные части затвора задвижки перемещались плавно без стуков и заеданий. При вращении маховика ручного дублера привода усилие на ободе маховика при номинальной нагрузке (давлении в патрубке  $P = 4,0$  МПа ( $40\text{кг/см}^2$ )) – составило 140 Нм.

5. Испытание на работоспособность ручного переключения электропривода из автоматического режима управления задвижкой в режим ручного управления проводилось путем выполнении 2-х циклов (по одному циклу на сторону) «открыто-закрыто-открыто» без давления и при одностороннем давлении на затвор  $P = 4,0$  МПа ( $40\text{кг/см}^2$ ) с подачей давления поочередно в каждый патрубок. Электропривод при выполнении переключения был обесточен. Переключение режимов работы электропривода происходило без сбоев.

6. Испытание на работоспособность режима автоматическое переключение проводилось путем выполнении 2-х циклов (по одному циклу на сторону) «открыто-закрыто-открыто» без давления и при одностороннем давлении на затвор  $P = 4,0$  МПа ( $40\text{кг/см}^2$ ) с подачей давления поочередно в каждый патрубок. Переключение режимов работы электропривода происходило без сбоев.

7. Испытание на работоспособность режима самоторможения проводилось следующим образом. Затвор задвижки был установлен в положение «открыто» на 30 % от полного хода шпинделя. Испытание проводилось при одностороннем давлении на затвор  $P = 4,0$  МПа ( $40\text{кг/см}^2$ ) с подачей давления поочередно в каждый патрубок. Время выдержки под давлением составило 5 минут. Контролировалось перемещение шпинделя задвижки и вращение выходного вала электропривода. Перемещений шпинделя задвижки и вращения вала электропривода не зафиксировано.

8. После выполнения всего объема испытаний вода из полости задвижки была слита, затвор задвижки поднят в верхнее положение и проведен осмотр состояния её деталей и узлов (уплотнений клина и корпуса). Повреждений и задиров на уплотнительных поверхностях не обнаружено. Температура редуктора после выполнения всего цикла испытаний составила  $44$  °С, а температура двигателя –  $55$  °С.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработка многооборотного электропривода ТПА выполнена на основе новой редукторной передачи планетарного типа и специального асинхронного регулируемого электродвигателя с центральным отверстием.

2. При разработке учтены существующие технологии проектирования и технологические возможности завода-изготовителя.

3. Конструкция электропривода разработана с использованием модульного принципа.
4. Электропривод может быть изготовлен без изменения технологических процессов завода изготовителя.
5. Обеспечены интеграция электропривода с существующей трубопроводной арматурой и выполнение блоком управления функций регулирования и самодиагностики электропривода, а также его работы в составе промышленной сети.
6. Предварительные заводские испытания электропривода проведены в полном объеме. Замечаний нет. Электропривод рекомендован для проведения приемочных и сертификационных испытаний.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Кобелев, А.С. Асинхронный электродвигатель с большим центральным отверстием для многооборотного электропривода [Текст] / А.С. Кобелев, Р.В. Алалуев, Ю.В. Иванов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2011 г. – Вып. 5. – Ч. 2. – С. 247 – 255.
2. Сидоров, П.Г. Многооборотные зубчатые трансмиссии: теория и методология проектирования [Текст] / П.Г. Сидоров, А.А. Пашин, А.В. Плясов: Под ред. П.Г. Сидорова. – М.: Машиностроение, 2011. – 340 с.

**Алалуев Роман Владимирович**

Тульский государственный университет, г. Тула  
Кандидат технических наук,  
доцент кафедры «Приборы управления»  
Тел. (4872)35-19-59  
E-mail:tgupu@yandex.ru

**Иванов Юрий Владимирович**

Тульский государственный университет, г. Тула  
Доктор технических наук,  
профессор кафедры «Приборы управления»  
Тел. (4872)35-19-59  
E-mail:tgupu@yandex.ru

**Малютин Дмитрий Михайлович**

Тульский государственный университет, г. Тула  
Кандидат технических наук,  
доцент, профессор кафедры «Приборы управления»  
Тел. (4872)35-19-59  
E-mail:tgupu@yandex.ru

**Плясов Алексей Валентинович**

Тульский государственный университет, г. Тула  
Кандидат технических наук,  
доцент кафедры «ПМДМ»  
Тел. (4872)33-23-80  
E-mail:tgupu@yandex.ru

**Распопов Владимир Яковлевич**

Тульский государственный университет, г. Тула  
Доктор технических наук, профессор,  
заведующий кафедрой «Приборы управления»  
Тел. (4872)35-19-59  
E-mail:tgupu@yandex.ru

**Сидоров Петр Григорьевич**

Тульский государственный университет, г. Тула  
Доктор технических наук, профессор,  
заведующий кафедрой «ПМДМ»  
Тел. (4872)33-23-89  
E-mail:tgupu@yandex.ru

R.V. ALALUEV, Y.V. IVANOV, D.M. MALYUTIN, A.V. PLYASOV,  
V.YA. RASPOPOV, P.G. SIDOROV

## **THE RESULTS OF THE TESTING OF PART-TURN ACTUATOR TO CONTROL STOPVALVES OF THE PIPELINE TRANSPORT**

*Considered are the peculiarities of construction, technical characteristics and results of the tests of a new universal multi-turn actuator to control the valves of the pipeline transport.*

**Keywords:** *the valve, the asynchronous electric motor, a reducer, a control system, power.*

### **BIBLIOGRAPHY**

1. Kobelev, A.S. Asinhronnyj jelektrodvigatel' s bol'shim central'nym otverstiem dlja mnogoobo-rotnogo jelektroprivoda [Tekst] / A.S. Kobelev, R.V. Alaluev, Ju.V. Ivanov // Izvestija Tul'skogo gosudarst-vennogo universiteta. Tehnicheskie nauki. – 2011 g. – Vyp. 5. – Ch. 2. – S. 247 – 255.
2. Sidorov, P.G. Mnogooborotnye zubchatye transmissii: teorija i metodologija proektirovanija [Tekst] / P.G. Sidorov, A.A. Pashin, A.V. Pljasov: Pod red. P.G. Sidorova. – M.: Mashinostroenie, 2011. – 340 s.

#### **Alaluev Roman Vladimirovich**

Tula State University, Tula  
Candidate of technical science,  
associate professor of department "Control tools"  
Tel. (4872)35-19-59  
E-mail: tgupu@yandex.ru

#### **Ivanov Yuriy Vladimirovich**

Tula State University, Tula  
Ph.D., professor of department "Control tools"  
Tel. (4872)35-19-59  
E-mail: tgupu@yandex.ru

#### **Malyutin Dmitriy Mihaylovich**

Tula State University, Tula  
Candidate of technical science,  
professor of department "Control tools"  
Tel. (4872)35-19-59  
E-mail: tgupu@yandex.ru

#### **Plyasov Alexey Valentinovich**

Tula State University, Tula  
Candidate of technical science,  
associate professor of department "PMDM"  
Tel. (4872)33-23-80  
E-mail: tgupu@yandex.ru

#### **Raspopov Vladimir Yakovlevich**

Tula State University, Tula  
Ph.D., professor, head of department "Control tools"  
Tel. (4872)35-19-59  
E-mail: tgupu@yandex.ru

#### **Sidorov Petr Grigor'evich**

Tula State University, Tula  
Ph.D., professor, head of department "PMDM"  
Tel. (4872)33-23-89  
E-mail: tgupu@yandex.ru

А.П. БУЙНОСОВ, В.А. ТИХОНОВ

## МЕТОДИКА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ РЕСУРСА БАНДАЖЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР ЛОКОМОТИВОВ

*В статье приведена методика прогнозирования ресурса бандажей колесных пар локомотивов, основанная на полиномиальной зависимости контролируемых параметров от пробега. Приведены результаты расчета ресурса до обточки бандажей по максимальному износу гребня колесных пар электровозов ВЛ11 по существующей и предлагаемой методикам.*

**Ключевые слова:** локомотив, колесная пара, бандаж, ресурс, методика, полиномиальная регрессия.

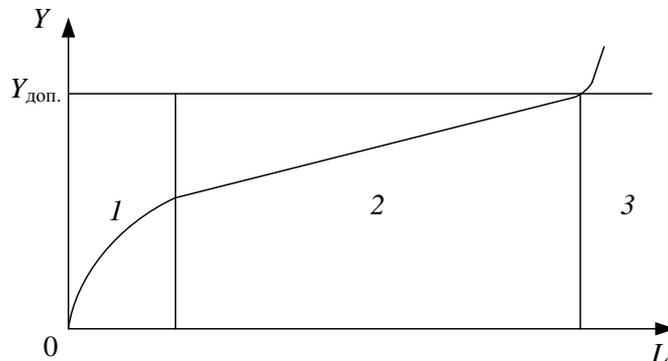
В России в начале 80-х годов срок службы бандажей колесных пар локомотивов составлял 6–7 лет, а в 90-е годы XX века он сократился до 2–3 лет. Отказы по износу колес занимают «ведущее место» среди других технических отказов в эксплуатации локомотивов [1].

Ресурс колесных пар определяется периодичностью технического обслуживания ТО-4, на котором производится обточка бандажей с целью восстановления профиля, а также периодичности ремонтов ТР-3, на которых производится замена полностью изношенных бандажей [2].

Для того чтобы прогнозировать процесс изнашивания бандажей колесных пар и определить их ресурс, необходимо построить аналитические зависимости числовых характеристик среднего значения  $M_y$  и среднеквадратического отклонения  $\sigma_y$  контролируемых параметров от наработки (пробега  $L$ ).

При проведении исследований в различных депо было выявлено, что износ элементов пары «колесо – рельс» отражает приработочный период, нормальную работу и старение (интенсивный износ). С помощью стратегии ремонтов (переточек) колес попадание их в третий этап – старение, как правило, не допускается. Однако специфика работы колесной пары такова, что при одном фиксированном элементе пары второй – всегда переменный [3].

Без учета изменений, происходящих в поверхностном слое элементов колесной пары (наклеп, раскат и др.), это должно приводить к регулярной смене этапов (приработка – нормальная работа), до тех пор, пока на некотором интервале времени поверхности пар не станут эквидистантными. В этом случае интенсивность износа рабочих поверхностей значительно уменьшается и для этого интервала становится практически постоянной. При этом происходят благоприятные изменения в поверхностном слое элементов пары: раскат, наклеп, шлифовка, что в некоторый момент времени заметно уменьшает интенсивность износа, которая достаточно долго остается без изменений [4]. В общем виде кривая износа имеет вид, приведенный на рисунке 1.



**Рисунок 1 – Зависимость величины износа бандажей колесных пар от пробега**  
1 – приработочный период; 2 – период нормальной эксплуатации; 3 – период усиленного износа

Наиболее продолжительным является период нормальной эксплуатации, он характеризуется наименьшей и постоянной величиной интенсивности износа. Как считалось ранее

[5], на практике значения контролируемых параметров изнашиваемых деталей локомотивов замеряют не чаще, чем при ТР-1, а период приработки после восстановления бандажей на ремонте ТР-3, СР или КР заканчивается уже к первому ТР-1.

Допуски на значения контролируемых параметров  $Y_{\text{доп}}$  эмпирически установлены с целью исключения из эксплуатационного цикла бандажа колесной пары периода усиленного износа. Поэтому значения контролируемых параметров представляют только второй участок функции – период нормальной эксплуатации, где зависимость контролируемых параметров от пробега близка к линейной. Об этом свидетельствует анализ полей корреляции числовых характеристик контролируемых параметров, представленных в [3].

В настоящее время в ремонтных локомотивных депо, в региональных дирекциях по ремонту тягового подвижного состава, на локомотиворемонтных заводах и железнодорожных цехах промышленных предприятий используется разработанная методика анализа изменения значений контролируемых параметров бандажей колесных пар от наработки, при этом используется линейное изменение значений величин проката, толщины гребня и бандажа от пробега, определяется 90 %-ный ресурс бандажей колесных пар до обточки и смены [3, 5–7].

Однако, при обточке без выкатки колесных пар из-под локомотива в депо не всегда полностью восстанавливают полную конфигурацию профиля поверхности катания бандажей, оставляя при этом «черновину» как на рабочей поверхности гребня, так и по кругу катания [5]. Поэтому, для более точного прогнозирования износа бандажей колесных пар локомотивов при эксплуатации необходимо определять:

- не саму величину проката, а величину нарастания проката (разность между замером и прокатом, оставляемым после обточки бандажей);
- износ гребня (разница между замером толщины гребня и толщиной гребня, оставляемой при обточке);
- уменьшение толщины бандажа (разница между начальной толщиной бандажа и толщиной бандажа на момент замера).

При этом все значения контролируемых параметров бандажей колесных пар будут увеличиваться с увеличением пробега локомотивов, что, кроме того, становится более наглядным при проведении анализа нарастания проката, износа гребня и уменьшения толщины бандажа.

Как известно, выборки контролируемых параметров узлов механической части локомотивов, к которым относятся и бандажи колесных пар, подверженных износу, с высокой точностью описываются нормальным законом распределения [3]. В этом случае плотность распределения записывается в виде:

$$f(y) = \frac{1}{\sigma_y \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(y-M_y)^2}{2\sigma_y^2}},$$

где  $M_y$  – математическое ожидание контролируемого параметра;

$\sigma_y$  – среднеквадратическое отклонение контролируемого параметра;

$y$  – текущее значение контролируемого параметра.

Таким образом, прогнозирование ресурса осуществляется с помощью нормального закона распределения числовых характеристик контролируемых параметров бандажей на основании построенных зависимостей среднего значения  $M_y$  и среднеквадратического отклонения  $\sigma_y$  от пробега  $L$ .

В качестве примера приведен статистический анализ величины износа гребней бандажей на основании материала, собранного в результате замеров бандажей колесных пар электровозов ВЛ11 в ремонтном локомотивном депо Пермь (ТЧР-33) Свердловской дирекции по ремонту тягового подвижного состава) при проведении технического обслуживания ТО-2 в период с декабря 2010 г. по май 2011 г. Бандажи колесных пар были обточены по профилю ДМетИ ЛР и на момент производства замеров имели среднюю начальную толщину бандажа 70 мм.

Объемы выборок значений износа гребня бандажей колесных пар электровозов ВЛ11 депо Пермь приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Объемы выборок контролируемых параметров бандажей колесных пар электровозов ВЛ11

Наименование контролируемого параметра	Объем выборок, $N$	
	минимально необходимый	собранный и использованный в расчете
Износ гребня	143	2525

Как видно из таблицы 1, объем полученной выборки значительно превышает минимальный объем выборки, необходимый для получения достоверных результатов, который, однако, оплачен результатами большого труда по сбору значений износа гребня бандажей колесных пар электровозов ВЛ11 в депо Пермь. Это способствует повышению достоверности результатов статистического анализа и прогнозирования износа гребня бандажей колесных пар локомотивов.

Статистические значения математического ожидания и среднеквадратического отклонения получены на основе построенной эмпирической зависимости числовых характеристик контролируемого параметра бандажей от пробега. Пробег от момента восстановления исходного профиля до момента замера для каждого локомотива определялся по книгам регистрации эксплуатационных показателей и формам ТХО-5.

С увеличением пробега колесной пары происходит возрастание вероятности отказа. В каждый конкретный момент вероятность того, что колесная пара при наработке  $L_i$  находится в неработоспособном состоянии, соответствует заштрихованной площади кривой распределения  $f_i(y)$  над границей  $Y_{\text{доп}}$  (рис. 2).

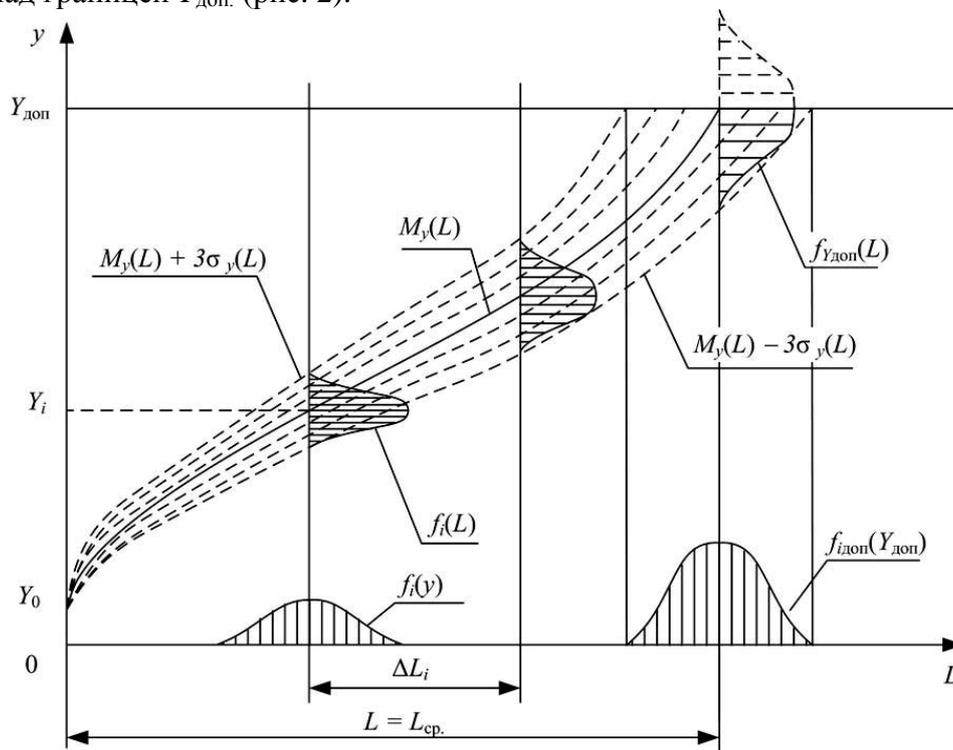


Рисунок 2 – Схема формирования постепенных отказов связей

В настоящее время для оценки ресурса бандажей колесных пар используется модель, основанная на линейной зависимости изменения значений числовых характеристик контролируемых параметров от пробега [8, 9]:

$$y(L) = A + B \cdot L,$$

где  $A$  и  $B$  – коэффициенты, определяемые по методу наименьших квадратов.



быть монотонно возрастающей на всем исследуемом промежутке от момента восстановления конфигурации профиля поверхности катания  $L(Y_0)$  до пробега (рис. 2), при котором достигается допустимое в эксплуатации значение контролируемого параметра  $L(Y_{доп})$ :

$$\left. \frac{dM_y(L)}{L} \right|_{L(Y_0)}^{L(Y_{доп})} > 0. \quad (1)$$

Вид искомой характеристики, полученной в результате аппроксимации, во многом определяется порядком полиномиальной функции  $p$ . Большие значения  $p$  увеличивают коэффициент корреляции  $R_{y1}$ , однако при чрезмерно высоких значениях невозможно достичь монотонности функции. Таким образом, необходимо определить оптимальную степень полинома, позволяющую максимально точно описать заданную выборку  $Y(L)$ .

Дисперсия выборки значений объемом  $(n + 1)$  от аппроксимированной полиномиальной функции определяется как:

$$S_0^2 = \frac{1}{n - m} \sum_{i=1}^n (Y^{**}(L_i) - Y_i)^2;$$

где  $Y^{**}(L_i)$  – значения аппроксимированной функции параметра от значений пробега, заданных исходной выборкой;

$Y_i$  – заданные исходной выборкой детерминированные значения параметра.

Порядок полинома  $m$  должен быть выбран таким образом, чтобы величина дисперсии  $S_0^2$  исходной выборки от полинома была минимальной:

$$S_0^2(m) \rightarrow \min. \quad (2)$$

Таким образом, в качестве искомого выбирается полином, удовлетворяющий условиям (1) и (2). Результаты, полученные с использованием разработанной модели, сведены в таблицу 3.

Таблица 3 – Коэффициенты уравнений полиномиальной зависимости износа гребней бандажей колесных пар от пробега электровозов ВЛ11

Зависимость	Уравнение регрессии	Коэффициент корреляции, $R_{y1}$	Остаточная дисперсия, $S_0^2$ , мм <sup>2</sup>
$M_y(L)$	$0,148 + 0,059 \cdot L - 1,439 \cdot 10^{-3} \cdot L^2 + 1,955 \cdot 10^{-5} \cdot L^3$	0,976	0,178
$\sigma_y(L)$	$0,167 + 0,050 \cdot L - 1,231 \cdot 10^{-3} \cdot L^2 + 1,118 \cdot 10^{-5} \cdot L^3$	0,907	0,126

Анализируя полученные данные таблиц 2 и 3 можно сделать вывод о том, что использование для описания изменения значений числовых характеристик контролируемых параметров от пробега полиномиальных функций говорит о более тесной статистической связи эмпирической и аппроксимированной зависимостями, так как остаточные дисперсии, характеризующие разброс эмпирических точек около полученной полиномиальной зависимости значительно меньше остаточных дисперсий износа гребня, описанной линейной зависимостью, а коэффициенты корреляции полученных полиномов выше аналогичных для линейной функции.

Графически исходные детерминированные и аппроксимированные зависимости для величин среднего значения и среднеквадратического отклонения износа гребня от пробега приведены на рисунках 3 и 4.

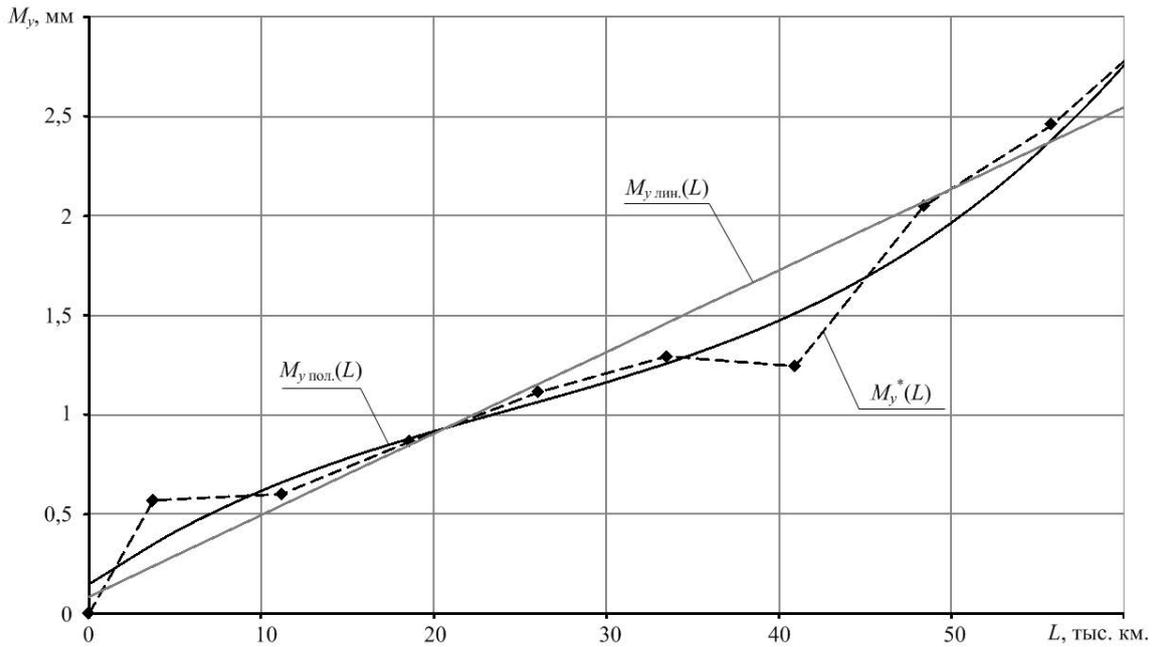


Рисунок 3 – Зависимость среднего значения износа гребня бандажей колесных пар, обточенных по профилю ДМетИ ЛР при начальной толщине бандажа 70 мм, от пробега

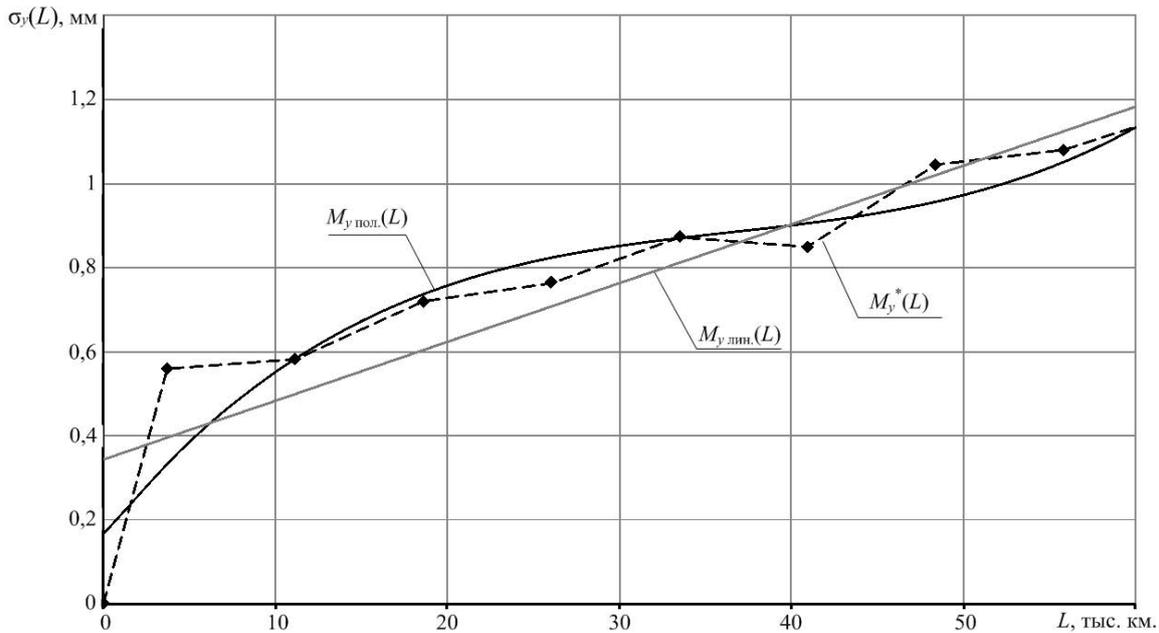


Рисунок 4 – Зависимость среднеквадратического отклонения величины износа гребня бандажей, обточенных по профилю ДМетИ ЛР при начальной толщине бандажа 70 мм, от пробега

В качестве подтверждения повышения точности прогнозирования при использовании полиномиальной модели используется статистическая гипотеза о равенстве остаточных дисперсий уравнений регрессии контролируемого параметра. Проверка производится по критерию Фишера ( $F$ -критерию) по формуле:

$$\hat{F} = \frac{S_{0\text{лин.}}^2}{S_{0\text{пол.}}^2},$$

где  $S_{0\text{лин.}}^2$  – дисперсия выборки, аппроксимированной линейной функцией;  
 $S_{0\text{пол.}}^2$  – то же, полиномиальной функцией.

Распределение Фишера табулировано, величина  $F$ -критерия зависит от уровня значимости  $\alpha$  и числа степеней свободы  $m$ . При  $\hat{F} < F_{\alpha, m}$  различие остаточных дисперсий  $S_{0\text{лин.}}^2$  и  $S_{0\text{пол.}}^2$  можно считать случайным, то есть гипотеза принимается. В противном случае гипоте-

за отвергается и делается вывод о том, что между дисперсиями выборок от аппроксимированной линейной и полиномиальной функций имеются значительные различия, что свидетельствует о большей точности полиномиальной функции.

Результаты проверки по критерию Фишера найденных уравнений регрессии для уровня значимости 0,05 приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Результаты проверки гипотезы о равенстве остаточных дисперсий

Зависимость	Расчетное значение критерия, $\hat{F}$	Табличное значение критерия, $F_{\alpha, m}$	Гипотеза принимается?
$M_y(L)$	1,471	1,13	нет
$\sigma_y(L)$	1,198	1,13	нет

Таким образом, гипотеза не принимается в обоих случаях, что позволяет рассматривать полиномиальную аппроксимацию износа гребня от пробега как более точную модель для прогнозирования износа бандажей колесных пар локомотивов по сравнению с линейной функцией.

На основании аппроксимированных зависимостей  $M_y(L)$  и  $\sigma_y(L)$  возможно прогнозирование процесса изнашивания и определение предельного ресурса бандажей колесных пар. При этом оценка остаточного ресурса производится при заданном значении вероятности перехода механической системы в предельное состояние.

Функция плотности распределения для нормального закона:

$$f_y(L) = \frac{1}{\sigma_y(L)\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(Y - M_y(L))^2}{2[\sigma_y(L)]^2}}.$$

Допустим, что в общем случае зависимости  $M_y(L)$  и  $\sigma_y(L)$ :

$$M_y(L) = \sum_{i=0}^m (A_i \cdot L^i), \quad \sigma_y(L) = \sum_{i=0}^n (B_i \cdot L^i),$$

где  $A_i$  и  $B_i$  – коэффициенты полиномов зависимостей соответственно среднего значения и среднеквадратического отклонения износа гребня бандажей колесных пар локомотивов от пробега.

Тогда функция плотности распределения примет вид:

$$f_y(L) = \frac{(L-1)}{B\sqrt{2\pi} \cdot (L^{n+1} - 1)} \cdot e^{-\frac{[(L-1) \cdot (Y - \sum_{i=0}^m (A_i \cdot L^i))]^2}{2[B(L^{n+1} - 1)]^2}}.$$

Выход контролируемых параметров за установленный допуск классифицируется как отказ работы бандажа, предельный износ. Таким образом, с увеличением пробега  $L$  возрастает вероятность отказа  $P$ . Для износа гребня вероятность отказа при заданном пробеге равна [3]:

$$P(L) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{Y_{\text{доп.}}}^{\sum_{i=0}^m (A_i \cdot L^i) + 3 \cdot \sum_{i=0}^n (B_i \cdot L^i)} \frac{1}{\sum_{i=0}^n (B_i \cdot L^i)} e^{-\frac{(Y - \sum_{i=0}^m (A_i \cdot L^i))^2}{2[\sum_{i=0}^n (B_i \cdot L^i)]^2}} dy.$$

Используемый в депо железнодорожного транспорта общего и необщего пользования, разработанный в Уральском государственном университете путей сообщения, переносной электронной прибор КИП-03 [10] с программным обеспечением на ПЭВМ по сравнению с

универсальными шаблонами УТ-1М позволяет повысить точность замера контролируемых параметров и осуществлять прогнозирование износа бандажей колесных пар локомотивов, определять ресурс до обточки и смены. Относительная погрешность прибора КИП составляет 2–5 %, тогда как УТ-1М – не превышает 10 %.

При выполнении восстановления контролируемых параметров бандажей при пробеге до достижения величины наработки, равной 95 %-ного полного ресурса, вероятность отказа бандажа до этого момента не превысит величины 5 %. При этом отклонение измеренного значения контролируемого параметра от реальной величины также окажется в пределах  $\pm 5\%$ , что покрывается интервалом относительной погрешности прибора КИП-03.

Для оценки ресурса бандажей необходимо знать предельное значение контролируемого параметра  $Y_{\text{доп}}$ . Установленный допуск для износа гребня бандажа (уменьшение толщины гребня) электровозов серии ВЛ11, колесные пары которых имеют конфигурацию профиля поверхности катания ДМетИ ЛР с уменьшенной толщиной гребня до 30 мм, составляет 5 мм.

На основании выполненных расчетов строятся зависимости  $P(L)$  и по ним определяется  $\gamma$  %-ый ресурс колесных пар, то есть такой пробег, которому соответствует вероятность безотказной работы или вероятность отказа  $P = 1 - \gamma$ .

Результаты расчета 95 %-ного ресурса до обточки по предельному износу гребня бандажей колесных пар электровозов ВЛ11, определенного по разным моделям, приведены в таблице 5.

Таблица 5 – Ресурс до обточки бандажей по предельному износу гребня

Модель	Ресурс бандажей, тыс. км
существующая	58,2
предлагаемая	52,7

Разработанная модель, с использованием переносного электронного прибора КИП-03 с программным обеспечением на ПЭВМ, в отличие от используемой в настоящее время, позволяет более точно прогнозировать износ бандажей в эксплуатации и определять ресурс до обточки и смены колесных пар локомотивов.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Горский, А.В. Анализ износа бандажей [Текст] / А.В. Горский, А.П. Буйносов // Железнодорожный транспорт. – 1991. – № 1. – С. 46–47.
2. Буйносов, А.П. Автоматизация измерения проката бандажей колесных пар электровозов [Текст] / А.П. Буйносов, Н.Ф. Медведев // Железнодорожный транспорт: Обзорная информация. Серия: Локомотивы и локомотивное хозяйство, ремонт локомотивов. – ЦНИИТЭИ МПС, 1991. – Вып. 5. – С. 1–9.
3. Буйносов, А.П. Основные причины интенсивного износа бандажей колесных пар подвижного состава и методы их устранения [Текст] / А.П. Буйносов. – Екатеринбург : Изд-во УрГУПС, 2009. – 224 с.
4. Буйносов, А.П. Выбор профиля поверхности катания бандажей колесных пар промышленных тепловозов [Текст] / А.П. Буйносов, Д.Л. Худояров, И.М. Пышный // Транспорт Урала. – 2011. – № 1(28). – С. 64–69.
5. Горский, А.В. Экономичная обточка [Текст] / А.В. Горский, А.П. Буйносов, В.С. Наговицын, В.С. Клинский // Локомотив. – 1992. – № 4. – С. 26–27.
6. Буйносов, А.П. Повышение износостойкости колесных пар электроподвижного состава за счет обработки гребней триботехническим составом [Текст] / А.П. Буйносов, В.А. Тихонов // Транспорт Урала. – 2011. – № 3 (30). – С. 59–64.
7. Горский, А.В. Бандажи и рельсы (опыт Свердловской дороги) [Текст] / А.В. Горский, А.П. Буйносов, Г.С. Боярских, В.А. Лавров // Локомотив. – 1992. – № 4. – С. 25–26.
8. Буйносов, А.П. Повышение ресурса бандажей колесных пар электровозов в результате изменения технологии их обточки [Текст] / А.П. Буйносов // Автоматизация и современные технологии. – 1992. – № 8. – С. 23–25.
9. Буйносов, А.П. Автоматизированный контроль параметров колесных пар тягового подвижного состава [Текст] / А.П. Буйносов // Железнодорожный транспорт. – 2010. – № 7. – С. 52–53.
10. Буйносов, А.П. Новый гребнесмазыватель твердого типа [Текст] / А.П. Буйносов, В.А. Тихонов // Железнодорожный транспорт. – 2011. – № 10. – С. 54–55.

**Буйносов Александр Петрович**

Уральский государственный университет путей сообщения, г. Екатеринбург  
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Электрическая тяга»  
620034, г. Екатеринбург, ул. Колмогорова, 66  
Тел. 8(343)221-24-70  
E-mail: byinosov@mail.ru

**Тихонов Виктор Артурович**

Уральский государственный университет путей сообщения, г. Екатеринбург  
Аспирант, ассистент кафедры «Электрическая тяга»  
620034, г. Екатеринбург, ул. Колмогорова, 66  
Тел. 8(343) 221-24-70  
E-mail: va.tikhonov@yandex.ru

---

A.P. BUINOSOV, V.A. TIKHONOV

**TECHNIQUE OF FORECASTING OF THE RESOURCE  
OF BANDAGES OF WHEEL PAIRS OF LOCOMOTIVES**

*The article describes a method of predicting resource of bandages that based on the polynomial depending controlled parameters from the mileage. The results of resource calculation to the tires turning on the crest of the maximum wheelset wear of electric locomotives VL11 on the existing and proposed methods.*

**Keywords:** locomotive, wheelpair, bandage, resource, method, polynomial regression.

**BIBLIOGRAPHY**

1. Gorskij, A.V. Analiz iznosa bandazhej [Tekst] / A.V. Gorskij, A.P. Bujnosov // Zheleznodorozhnyj transport. – 1991. – № 1. – S. 46–47.
2. Bujnosov, A.P. Avtomatizacija izmerenija prokata bandazhej kolesnyh par jelektrovozov [Tekst] / A.P. Bujnosov, N.F. Medvedev // Zheleznodorozhnyj transport: Obzornaja informacija. Serija: Lokomotivy i lokomotivnoe hozjajstvo, remont lokomotivov. – CNIITJeI MPS, 1991. – Vyp. 5. – S. 1–9.
3. Bujnosov, A.P. Osnovnye prichiny intensivnogo iznosa bandazhej kolesnyh par podvizhnogo sosta-va i metody ih ustraneniya [Tekst] / A.P. Bujnosov. – Ekaterinburg : Izd-vo UrGUPS, 2009. – 224 s.
4. Bujnosov, A.P. Vybor profilja poverhnosti katanija bandazhej kolesnyh par promyshlennyh teplo-vozov [Tekst] / A.P. Bujnosov, D.L. Hudojarov, I.M. Pyshnyj // Transport Urala. – 2011. – № 1(28). – S. 64–69.
5. Gorskij, A.V. Jekonomichnaja obtochka [Tekst] / A.V. Gorskij, A.P. Bujnosov, V.S. Nagovicyn, V.S. Klinskij // Lokomotiv. – 1992. – № 4. – S. 26–27.
6. Bujnosov, A.P. Povyshenie iznosostojkosti kolesnyh par jelektropodvizhnogo sostava za schet obra-botki grebnej tribotekhnicheskim sostavom [Tekst] / A.P. Bujnosov, V.A. Tihonov // Transport Urala. – 2011. – № 3 (30). – S. 59–64.
7. Gorskij, A.V. Bandazhi i rel'sy (opyt Sverdlovskoj dorogi) [Tekst] / A.V. Gorskij, A.P. Bujnosov, G.S. Bojarskih, V.A. Lavrov // Lokomotiv. – 1992. – № 4. – S. 25–26.
8. Bujnosov, A.P. Povyshenie resursa bandazhej kolesnyh par jelektrovozov v rezul'tate izmeneniya tehnologii ih obtochki [Tekst] / A.P. Bujnosov // Avtomatizacija i sovremennye tehnologii. – 1992. – № 8. – S. 23–25.
9. Bujnosov, A.P. Avtomatizirovannyj kontrol' parametrov kolesnyh par tjagovogo podvizhnogo so-stava [Tekst] / A.P. Bujnosov // Zheleznodorozhnyj transport. – 2010. – № 7. – S. 52–53.
10. Bujnosov, A.P. Novyj grebnesmazyvateľ tverdogo tipa [Tekst] / A.P. Bujnosov, V.A. Tihonov // Zheleznodorozhnyj transport. – 2011. – № 10. – S. 54–55.

**Buinov Alexander Petrovich**

Ural state university of railroad transport, Yekaterinburg  
Cand. Sci. Tech., the senior lecture of chair «Electric traction»  
620034, Yekaterinburg, Kolmogorova st., 66  
Tel. 8(343) 221-24-70  
E-mail: va.tikhonov@yandex.ru

**Tikhonov Viktor Arturovich**

Ural state university of railroad transport, Yekaterinburg  
PhD student, assistant of chair «Electric traction»  
620034, Yekaterinburg, Kolmogorova st., 66  
Tel. 8(343) 221-24-70  
E-mail: va.tikhonov@yandex.ru

В.А. ГАВРИЛИНА

## ПРОЦЕДУРА УТОЧНЕНИЯ ВКЛАДОВ ФАКТОРОВ В КОМБИНАЦИИ «ВЫСОКОЭФФЕКТИВНАЯ ЖИДКОСТНАЯ ХРОМАТОГРАФИЯ – МЕТОД ГЛАВНЫХ КОМПОНЕНТ»

*Рассмотрен метод уточнения вкладов факторов, полученных методом главных компонент, в общую информацию о многоволновой хроматограмме многокомпонентной физико-химической системы. Показано, что предложенная процедура позволяет существенно улучшить воспроизводимость как вкладов, так и факторов без вмешательства оператора.*

**Ключевые слова:** *комбинированный метод «высокоэффективная жидкостная хроматография – метод главных компонент», многоволновая хроматограмма, многокомпонентная физико-химическая система.*

### ВВЕДЕНИЕ

Одним из основных требований к использованию комбинации «ВЭЖХ – МГК» для контроля многокомпонентных физико-химических систем является неучастие оператора в обработке хроматограмм. Такие операции, как вычитание фона или вырезание пустых участков хроматограмм оператором в конечном итоге приводит к непредсказуемым результатам по воспроизводимости значений факторов и их вкладов в общую информацию об исследуемом объекте. С другой стороны, невмешательство оператора в обработку хроматограмм может привести к неприятному эффекту: наиболее значимой при расчетах вкладов может стать информация от малоинтенсивных хроматографических пиков с соотношением «сигнал/шум» менее 10:1, что приводит к искажению как значений факторов (в меньшей степени), так и значений вкладов факторов (в большей степени). Например, практически все факторы  $F_1$  являются факторами, полученными от шума и фона хроматограммы; высокие коэффициенты попарных корреляций этих факторов свидетельствуют о хорошо воспроизводимых хроматографических условиях (что тоже, конечно, очень важно).

Такой эффект проявляется из-за особенности метода главных компонент к учету количества повторяющихся по спектральным отношениям временных срезов многоволновых хроматограмм при расчете вкладов факторов в общую информацию об исследуемом объекте [1–4]. Интенсивности хроматографических пиков при определении вкладов факторов имеют для метода главных компонент в чистом виде второстепенное значение. При необходимости более точного учета вкладов факторов (на процедуру распознавания этот эффект практически не влияет) для компенсации воздействия малоинтенсивных пиков и спектральных отношений фона многоволновой хроматограммы, предложен простейший вариант учета интенсивностей пиков: соответствующим значениям оптической плотности, выраженным в виде значений программных кодов, присваивается определенное количество повторений столбцов. Например, столбцы кодов оптических плотностей, не имеющие значений элементов больше 100, не повторяются; столбцы, имеющие в своем составе элементы со значениями от 100 до 200, повторяются один раз; столбцы, имеющие в своем составе элементы со значениями от 200 до 300, повторяются два раза и т.д. (табл. 1 и табл. 2), причем коэффициенты повторения должны быть выбраны оптимально по каким-либо понятным критериям.

Таблица 1 – Фрагмент исходной матрицы значений кодов оптических плотностей элюата

Длина волны, нм	Коды значений оптических плотностей по времени			
	2 с	4 с	6 с	8 с
210	245	195	109	89
230	190	98	6	-6
254	87	7	-1	-8
270	10	0	-13	-11
330	5	-6	-14	-15

Важным вопросом для исправления исходной матрицы является количество и характер применяемых диапазонов. При установлении этих характеристик исходили из возможно-

сти метода главных компонент с алгоритмами типа «Statistica 6.0» к устойчивой работе с массивами, не превышающими 1200 столбцов исходной матрицы кодов оптических плотностей многоволновой хроматограммы.

Таблица 2 – Фрагмент исправленной матрицы кодов оптических плотностей элюата в соответствии с законом: диапазон 0–100 без повторений; диапазон 100–200 одно повторение, диапазон 200–300 – два повторения

Длина волны, нм	Коды значений оптических плотностей по времени							
	2 с	2 с	2 с	4 с	4 с	6 с	6 с	8 с
210	245	245	245	195	195	109	109	89
230	190	190	190	98	98	6	6	-6
254	87	87	87	7	7	-1	-1	-8
270	10	10	10	0	0	-13	-13	-11
330	5	5	5	-6	-6	-14	-14	-15

Увеличение количества столбцов исходной матрицы до 1200 путем введения коэффициентов повторения достигается введением трех, максимум четырех диапазонов. При получении большего количества столбцов приходится прибегать к процедуре выбрасывания столбцов по алгоритму: выбрасывается каждая третья точка (сокращение количества столбцов на треть) или каждая вторая (сокращение количества столбцов на половину) и т.д.

Исходя из приведенных соображений, процедура подготовки исходной матрицы для обработки методом главных компонент выглядит следующим образом:

- 1) многоволновая хроматограмма вина преобразуется в цифровой вид с помощью программы «UniChrom»;
- 2) полученная матрица транспонируется и сокращается до 400 столбцов с помощью разработанной специализированной программы;
- 3) в транспонированной и сокращенной матрице находится максимальное значение кода оптической плотности и его значение принимается за минимальное значение четвертого диапазона. Максимальное значение кода оптической плотности делится на три равных диапазона;
- 4) в соответствии с выбранным алгоритмом транспонированная сокращенная матрица преобразуется с помощью коэффициентов повторения в новую матрицу, которая может быть использована для обработки методом главных компонент;
- 5) в случае, если новая матрица имеет количество столбцов, превышающих 1200, используется программа сокращения количества столбцов до 1000–1200;
- 6) если отсутствует необходимость более точного определения вкладов факторов, эту процедуру можно и не использовать, так как при ее применении увеличивается время единичного акта контроля.

После указанных процедур матрица готова к обработке методом главных компонент.

Процедура выбора коэффициентов повторения позволяет решить две проблемы: собственно выбор лучших коэффициентов повторения и определение погрешности коэффициентов корреляции при сравнении факторов для идентичных вин.

Получение экспериментальных и расчетных данных для оценки процедуры применения коэффициентов повторения.

Были исследованы пять алгоритмов применения коэффициентов повторения (табл. 3).

Таблица 3 – Значения коэффициентов повторения

Алгоритмы №	Номер диапазона			
	1	2	3	4
1	0	1	2	3
2	0	2	4	6
3	0	1	3	5
4	0	3	6	9
5	0	4	8	12

Для выбора лучшего алгоритма применения и оценки погрешности коэффициентов корреляции факторов, полученных из исходных и преобразованных матриц, были получены пять многоволновых хроматограмм одного и того же вина в одинаковых хроматографических условиях.

Хроматографический эксперимент проводился на хроматографе «Милихром-5-М» с использованием стандартного для этого случая ступенчатого градиентного элюирования [5]. Детектирование проводилось на следующих длинах волн: 210, 230, 254, 270, 320 нм. В качестве объекта исследования было использовано красное сухое вино «Каберне» (совхоз «Крымский»).

Каждую из пяти исходных (по 400 столбцов) неподготовленных матриц кодов оптических плотностей обрабатывали методом главных компонент, получали факторы (табл. 4), определяли коэффициенты попарной корреляции полученных факторов, рассчитывали погрешность коэффициентов попарной корреляции факторов  $R_{FiFi}$  (табл. 5), рассчитывали среднюю относительную погрешность коэффициентов корреляции для пяти матриц факторов.

Таблица 4 – Факторы, полученные из неподготовленных матриц кодов оптических плотностей пяти хроматограмм вина

Факторы из хроматограммы 1

Волна, нм	Factor 1	Factor 2	Factor 3	Factor 4
210	-1,07522	-1,42713	-0,077582	-0,03432
230	-1,01686	1,29149	0,696813	-0,11176
254	0,35693	0,31036	-0,974084	1,42388
270	0,57000	0,21575	-0,939854	-1,39471
320	1,16516	-0,39048	1,294708	0,11691

Факторы из хроматограммы 2

Волна, нм	Factor 1	Factor 2	Factor 3	Factor 4
210	-1,00635	-1,44657	-0,30759	0,00952
230	-1,11999	1,17917	0,71291	-0,21663
254	0,42349	0,40934	-0,66167	1,55412
270	0,62372	0,34095	-1,08147	-1,23497
320	1,07912	-0,48289	1,33782	-0,11205

Факторы из хроматограммы 3

Волна, нм	Factor 1	Factor 2	Factor 3	Factor 4
210	-0,89916	-1,43795	-0,568984	-0,00813
230	-1,20890	0,96047	0,886627	0,17307
254	0,42222	0,54620	-0,619723	-1,52949
270	0,58719	0,56109	-0,958119	1,27373
320	1,09864	-0,62980	1,260199	0,09082

Факторы из хроматограммы 4

Волна, нм	Factor 1	Factor 2	Factor 3	Factor 4
210	-0,93065	-1,42093	-0,559973	-0,03573
230	-1,17366	0,96612	0,935301	-0,11976
254	0,38712	0,58318	-0,786807	1,44602
270	0,60150	0,52709	-0,820886	-1,37351
320	1,11569	-0,65546	1,232365	0,08297

Факторы из хроматограммы 5

Волна, нм	Factor 1	Factor 2	Factor 3	Factor 4
210	-0,93065	-1,42093	-0,559973	-0,03573
230	-1,17366	0,96612	0,935301	-0,11976
254	0,38712	0,58318	-0,786807	1,44602
270	0,60150	0,52709	-0,820886	-1,37351
320	1,11569	-0,65546	1,232365	0,08297

Таблица 5 – Коэффициенты попарной корреляции факторов для пяти матриц факторов из таблицы 4

Коэффициенты корреляции факторов  $F1$  из пяти матриц

	$F1_1$	$F1_2$	$F1_3$	$F1_4$	$F1_5$
$F1_1$	1,000000	0,993723	0,991066	0,994657	0,996352
$F1_2$	0,993723	1,000000	0,997482	0,998571	0,997995
$F1_3$	0,991066	0,997482	1,000000	0,999317	0,998685
$F1_4$	0,994657	0,998571	0,999317	1,000000	0,999791
$F1_5$	0,996352	0,997995	0,998685	0,999791	1,000000

$R$  (средний по таблице коэффициент корреляции) = 0,9968 ± 0,0020 Относительная средняя квадратическая погрешность 0,20 % ( $P = 0,95, n = 5$ ).

Коэффициенты корреляции факторов  $F2$  из пяти матриц

	$F2_1$	$F2_2$	$F2_3$	$F2_4$	$F2_5$
$F2_1$	1,000000	0,989716	0,992453	0,996259	0,994868
$F2_2$	0,989716	1,000000	0,978688	0,993674	0,972457
$F2_3$	0,992453	0,978688	1,000000	0,995389	0,995383
$F2_4$	0,996259	0,993674	0,995389	1,000000	0,990178
$F2_5$	0,994868	0,972457	0,995383	0,990178	1,000000

$R = 0,9899 \pm 0,0056$ . Относительная средняя квадратическая погрешность 0,57 % ( $P = 0,95, n = 5$ ).

Коэффициенты корреляции факторов  $F3$  из пяти матриц

	$F3_1$	$F3_2$	$F3_3$	$F3_4$	$F3_5$
$F3_1$	1,000000	0,957601	0,945758	0,990849	0,992784
$F3_2$	0,957601	1,000000	0,978473	0,985477	0,954483
$F3_3$	0,945758	0,978473	1,000000	0,970546	0,961701
$F3_4$	0,990849	0,985477	0,970546	1,000000	0,989187
$F3_5$	0,992784	0,954483	0,961701	0,989187	1,000000

$R = 0,9727 \pm 0,0120$ . Относительная средняя квадратическая погрешность 1,23 % ( $P = 0,95, n = 5$ ).

Коэффициенты корреляции факторов  $F4$  из пяти матриц

	$F4_1$	$F4_2$	$F4_3$	$F4_4$	$F4_5$
$F4_1$	1,000000	0,973686	0,947106	0,994834	0,998994
$F4_2$	0,973686	1,000000	0,994382	0,989775	0,981731
$F4_3$	0,947106	0,994382	1,000000	0,973471	0,959731
$F4_4$	0,994834	0,989775	0,973471	1,000000	0,998362
$F4_5$	0,998994	0,981731	0,959731	0,998362	1,000000

$R = 0,9812 \pm 0,0124$ . Относительная средняя квадратическая погрешность 1,26 % ( $P = 0,95, n = 5$ ).

Средний коэффициент корреляции по четырем матрицам  $R_{CP} = 0,9852 \pm 0,0080$ . Средняя относительная погрешность 0,81 %.

Такую же процедуру проводили для подготовленных в соответствии с пп. 1–5 (введение повторений) матрицами кодов оптических плотностей пяти вышеуказанных хроматограмм.

Лучшим будет тот алгоритм введения коэффициентов повторений, при котором средняя относительная погрешность определения коэффициентов попарной корреляции факторов, полученных из пяти матриц кодов оптических плотностей хроматограмм, будет наименьшей (табл. 6).

Таблица 6 – Статистические характеристики коэффициентов корреляции

Алгоритм введения коэффициентов повторения	Среднее значение коэффициента корреляции по таблицам факторов	Средняя относительная погрешность, %
<b>Без обработки</b>	0,9852 ± 0,0080	0,81
0, 1, 2, 3	0,9872 ± 0,0076	0,77
0, 2, 4, 6	0,9892 ± 0,0083	0,84
0, 1, 3, 5	0,9898 ± 0,0080	0,81
<b>0, 3, 6, 9</b>	<b>0,9910 ± 0,0066</b>	<b>0,67</b>
0, 4, 8, 12	0,9847 ± 0,0106	1,08

Исходя из данных таблицы 6, наилучшим алгоритмом введения весов является (0, 3, 6, 9), а лучшим попарным коэффициентом корреляции идентичных вин для фактора F<sub>1</sub> является 0,998, для фактора F<sub>2</sub> – 0,997, для фактора F<sub>3</sub> – 0,994, для фактора F<sub>4</sub> – 0,999, наихудшим для фактора F<sub>1</sub> является 0,997, для фактора F<sub>2</sub> – 0,974, для фактора F<sub>3</sub> – 0,970, для фактора F<sub>4</sub> – 0,994.

Расчет относительных средних квадратических погрешностей вкладов факторов

Исходя из вкладов факторов, полученных из матриц кодов оптических плотностей использованных ранее пяти хроматограмм одного и того же вина, были рассчитаны относительные средние квадратические погрешности вкладов для исправленных матриц данных путем использования коэффициентов повторения столбцов в неисправленных матрицах. Оказалось, что введение коэффициентов повторения сказалось и на уменьшении разброса вклада факторов в информацию о вине (табл. 7 и 8).

Таблица 7 – Вклады факторов для пяти необработанных матриц, %

Факторы, №	№ матрицы				
	1	2	3	4	5
F1	84,93	90,63	86,71	87,62	86,45
F2	12,38	7,18	10,00	9,60	10,39
F3	2,50	1,87	2,63	2,54	2,87
F4	0,19	0,32	0,66	0,25	0,29

Таблица 8 – Относительные средние квадратические погрешности (P = 0,95, n = 5) вкладов факторов по их значениям для пяти матриц, %

Алгоритм введения коэффициентов повторения	Относительные средние квадратические погрешности вкладов факторов, %			
	F1	F2	F3	F4
<b>Без обработки</b>	8,96	22,0	17,6	61,7
0, 1, 2, 3	3,00	23,6	13,8	49,6
0, 2, 4, 6	2,81	23,3	14,9	46,1
0, 1, 3, 5	3,00	23,6	13,8	49,6
<b>0, 3, 6, 9</b>	<b>1,88</b>	<b>17,3</b>	<b>11,9</b>	<b>42,4</b>
0, 4, 8, 12	2,79	24,6	18,62	54,5

Как и ожидалось, лучшим коэффициентам попарной корреляции факторов, полученным по коэффициентам повторения (0, 3, 6, 9), соответствуют наименьшие погрешности при определении вкладов факторов в многоволновую хроматографическую информацию о вине.

## ВЫВОДЫ

1. Введение коэффициентов повторения значительно улучшает воспроизводимость коэффициентов попарной корреляции факторов, по которым производится отнесение пары вин к идентичным, подобным или неидентичным.
2. Наилучшим алгоритмом введения коэффициентов повторения является (0, 3, 6, 9).
3. Наихудшими попарными коэффициентами корреляции идентичных вин при использовании идентичных хроматографических условий для фактора  $F_1$  является 0,997, для фактора  $F_2 - 0,974$ , для фактора  $F_3 - 0,970$ , для фактора  $F_4 - 0,994$ .
4. Введение коэффициентов повторения и разработка метода оценки эффективности такой процедуры существенно дополняет метод главных компонент как метод, предназначенный для распознавания сложных физико-химических систем, особенно при использовании малозначащих факторов (например,  $F_4$ ).

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гаврилина, В.А. Применение метода главных компонент для идентификации и сравнения натуральных вин. Часть 1 [Текст] / В.А. Гаврилина, О.И. Мальцева, С.Н. Сычев, К.С. Сычев, К.К. Полянский // Виноделие и виноградарство. – 2007. – № 1. – С. 10-12.
2. Гаврилина, В.А. Применение метода главных компонент для идентификации и сравнения натуральных вин. Часть 2 [Текст] / В.А. Гаврилина, О.И. Мальцева, К.С. Сычев, Д.С. Булгаков, С.Н. Сычев // Виноделие и виноградарство. – 2007. – № 3 – С. 30-32.
3. Гаврилина, В.А. Применение метода главных компонент для идентификации и сравнения натуральных вин. Часть 3 [Текст] / В.А. Гаврилина, О.И. Мальцева, К.С. Сычев, Д.С. Булгаков, С.Н. Сычев // Виноделие и виноградарство. – 2007. – № 4 – С. 18-19.
4. Гаврилина, В.А. Комбинированная экспертная система контроля подлинности вин [Текст] / В.А. Гаврилина, С.Н. Сычев // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2010. – № 2. – С. 120-125.
5. Сычев, С.Н. Особенности применения микроколоночного жидкостного хроматографа «Милихром-6» [Текст] / С.Н. Сычев, В.А. Гаврилина, Е.С. Сычева // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2010. – № 1. – С. 120 - 126.

**Гаврилина Вера Александровна**

Госуниверситет - УНПК, г. Орел

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Химия», инженер лаборатории «Высокоэффективная жидкостная хроматография»

E-mail: chemistry@ostu.ru

---

V.A. GAVRILINA

## PROCEDURE FOR CLARIFICATION OF DEPOSITS IN COMBINATION OF FACTORS, "HIGH PERFORMANCE LIQUID CHROMATOGRAPHY – PRINCIPAL COMPONENT"

*A method for clarifying the contributions of factors obtained by principal component analysis, in general information about the multiwavelength chromatogram of a multicomponent physicochemical systems. It is shown that the proposed procedure allows to improve reproducibility as deposits, and factors, without operator intervention.*

**Keywords:** combined method of "high-performance liquid chromatography – a method of principal component analysis", multiwavelength chromatogram, multicomponent physicochemical system.

## BIBLIOGRAPHY

1. Gavriline, V.A. Primenenie metoda glavnyh komponent dlja identifikacii i sravnenija natural'-nyh vin. Chast' 1 [Tekst] / V.A. Gavriline, O.I. Mal'ceva, S.N. Sychev, K.S. Sychev, K.K. Poljanskij // Vinodelie i vinogradorstvo. – 2007. – № 1. – S. 10-12.

2. Gavrilina, V.A. Primenenie metoda glavnyh komponent dlja identifikacii i sravnenija natural'-nyh vin. Chast' 2 [Tekst] / V.A. Gavrilina, O.I. Mal'ceva, K.S. Sychev, D.S. Bulgakov, S.N. Sychev // Vinodelie i vinogradorstvo. – 2007. – № 3 – S. 30-32.
3. Gavrilina, V.A. Primenenie metoda glavnyh komponent dlja identifikacii i sravnenija natural'-nyh vin. Chast' 3 [Tekst] / V.A. Gavrilina, O.I. Mal'ceva, K.S. Sychev, D.S. Bulgakov, S.N. Sychev // Vinodelie i vinogradorstvo. – 2007. – № 4 – S. 18-19.
4. Gavrilina, V.A. Kombinirovannaja jekspertnaja sistema kontrolja podlinnosti vin [Tekst] / V.A. Gavrilina, S.N. Sychev // Fundamental'nye i prikladnye problemy tehniki i tehnologii. – 2010. – № 2. – S. 120-125.
5. Sychev, S.N. Osobennosti primeneniya mikrokolonochnogo zhidkostnogo hromatografa «Milihrom-6» [Tekst] / S.N. Sychev, V.A. Gavrilina, E.S. Sycheva // Fundamental'nye i prikladnye problemy tehniki i tehnologii. – 2010. – № 1. – S. 120 - 126.

**Gavrilina Vera Alexandrovna**

State university USIC, Orel

Candidate of technical science, associate professor of department “Chemistry”

E-mail: chemistry@ostu.ru

## ОСОБЕННОСТИ ФУНКЦИОНАЛЬНОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР ЭЛЕКТРОПАРАМЕТРИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

*Рассмотрено преобразование сигнала в цепи, являющейся схемой замещения зон трения подшипниковой опоры при ее функциональном диагностировании электропараметрическим методом. Выявлены особенности возникновения составляющих сигнала, проанализированы характерные зависимости, сделаны выводы.*

*Ключевые слова:* подшипниковая опора, функциональное диагностирование, электропараметрический метод, схема замещения, сигнал.

### ВВЕДЕНИЕ

Функциональное диагностирование подшипниковых опор электропараметрическим методом основано на зависимости тока, протекающего через опору от ее технического состояния. Использование этого метода базируется на представлении опоры электрической схемой замещения, например, в виде интегральной проводимости  $g_x$ , которая отождествляется с ее зонами трения [1].

При функциональном диагностировании под воздействием непрерывно изменяющейся стохастической совокупности различного рода факторов, происходит непрерывное изменение состояния зон трения подшипниковой опоры. В свою очередь это приводит к изменению интегральной проводимости, а также тока, анализируемого средством диагностирования.

Ток, протекающий в измерительном контуре, характеризуется рядом параметров, которые могут быть приняты в качестве диагностических. Среди них часто используется средний ток, величина которого, в зависимости от режима смазки в том числе, связана со средней площадью контакта, толщиной смазочной пленки и их вариациями.

Известно, что перечисленные параметры являются одним из важнейших показателей технического состояния подшипниковой опоры [1].

Величина среднего тока зависит от ряда факторов, связанных не только с особенностями исследуемого объекта и происходящих в нем процессов, но также в значительной мере определяется реализацией выбранного метода диагностирования. Очевидно, что выявление указанных закономерностей представляется актуальным для решения широкого круга задач диагностирования подшипниковых опор.

### МЕТОД ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

Реализация электропараметрического метода функционального диагностирования предполагает подключение подшипниковой опоры через токосъемное устройство, совместно со средством диагностирования, содержащим источник тестового воздействия, в единый измерительный контур [2].

Величина тока, протекающего в измерительном контуре, определяется совместным действием ЭДС источника тестового воздействия и общей проводимостью контура.

Случайное сочетание ряда факторов приводит к изменению условий контактного взаимодействия рабочих поверхностей подшипниковой опоры. В свою очередь, оно вызывает изменение проводимости зон трения и определяет флуктуационный характер тока в измерительном контуре.

Используя одноэлементную схему замещения в виде проводимости, предположим, что ЭДС источника тестового воздействия изменяется по гармоническому закону

$$E = E_o [1 + m_e \cos(\omega_e t + \varphi)], \quad (1)$$

где  $E_o$ ,  $E_m$ ,  $m_e$  – соответственно постоянная составляющая, амплитуда и коэффициент вариации ЭДС источника тестового воздействия,  $m_e = E_m / E_o$ ;

$\omega_e$ ,  $\varphi$ ,  $t$  – соответственно угловая частота, начальная фаза и время изменения ЭДС.

Проводимость зон трения опоры изменяется также по гармоническому закону

$$g_x = g_o(1 + m_g \cos \omega_g t), \quad (2)$$

где  $g_o, g_m, \omega_g, m_g$  – соответственно постоянная составляющая, амплитуда, угловая частота и коэффициент вариации проводимости,  $m_g = g_m/g_o$ .

Мгновенное значение тока, протекающего в измерительном контуре

$$i_x = g_x g_{pa} g_{xa} E / (g_{xa} g_{pa} + g_x g_{pa} + g_x g_{xa}),$$

где  $g_{xa}, g_{pa}$  – внутренняя проводимость соответственно токосъемного устройства и средства диагностирования.

Принимая во внимание тот факт, что современные средства проведения физического эксперимента, разновидностью которого является функциональное диагностирование, позволяют обеспечить с достаточной точностью выполнение следующих условий  $g_{pa} \gg g_x, g_{xa} \gg g_x, g_{xa} \gg g_{pa}$  последнее выражение можно представить в виде:

$$i_x \approx E g_x = E_o g_o [1 + m_e \cos(\omega_e t + \varphi) + m_g \cos \omega_g t] + \\ + \frac{m_e m_g}{2} E_o g_o \cos[(\omega_e - \omega_g)t + \varphi] + \frac{m_e m_g}{2} E_o g_o \cos[(\omega_e + \omega_g)t + \varphi].$$

Рассмотрение предыдущего выражения позволяет заметить, что через средство диагностирования, кроме постоянной составляющей  $i_o = E_o g_o$ , протекает ток, содержащий не только колебания с частотами проводимости  $\omega_g$  и ЭДС тестового источника  $\omega_e$ , но и комбинационные частоты  $(\omega_e \pm \omega_g)$ .

Если угловая частота изменения проводимости и ЭДС тестового источника совпадает, т.е. выполняется условие  $\omega_e = \omega_g = \omega$ , тогда

$$i_x = E_o g_o + E_m g_o \cos(\omega t + \varphi) + E_o g_m \cos \omega t + 0,5 E_m g_m \cos \varphi + 0,5 E_m g_m \cos(2\omega t + \varphi), \quad (3)$$

откуда можно заметить, что в цепи появляются колебания удвоенной частоты, а также дополнительная составляющая постоянного тока  $i_\varphi = 0,5 E_m g_m \cos \varphi$ .

Средний ток в данном случае определяется при интегрировании выражения (3):

$$I_x = \frac{1}{T} \int_0^T i dt = E_o g_o + \frac{E_m g_o}{T\omega} [\sin(\omega T + \varphi) - \sin \varphi] + \frac{E_o g_m}{T\omega} \sin \omega T + \\ + 0,5 E_m g_m \cos \varphi + \frac{0,25 E_m g_m}{T\omega} [\sin(2\omega T + \varphi) - \sin \varphi].$$

Однако, если время интегрирования  $T$  равно или кратно периоду угловой частоты проводимости и ЭДС  $T = 2\pi/\omega$ , то последнее выражение существенно упрощается

$$I_x = E_o g_o (1 + 0,5 m_e m_g \cos \varphi) = E_o g_o + 0,5 E_m g_m \cos \varphi = I_o + I_\varphi. \quad (4)$$

Из приведенных выражений следует, что средний ток  $I_x$  имеет две постоянные составляющие. Первая, из которых  $I_o$  определяется величиной произведения постоянных составляющих проводимости  $g_o$  и ЭДС  $E_o$ . Вторая, фазовая составляющая  $I_\varphi$ , зависит не только от амплитуды ЭДС  $E_m$  и проводимости  $g_m$ , но также определяется разностью фаз колебаний проводимости и ЭДС, численно равной начальной фазе  $\varphi$ .

Выражая средний ток в нормированном виде, получаем:

$$\delta_I = I_x / I_{max} = (1 + 0,5 m_e m_g \cos \varphi) / (1 + 0,5 m_e max m_g max),$$

где  $I_{max}$  – максимальное значение среднего тока;

$m_e max, m_g max$  – максимальные значения соответственно коэффициента вариации ЭДС тестового источника и проводимости зон трения подшипниковой опоры.

Считая, что областью изменения произведения коэффициентов вариации является об-

ласть  $0 \leq m_e m_g \leq 1$ , тогда очевидно  $m_{e \max} m_{g \max} = 1$ . В таком случае нормированный средний ток достигает своего максимального значения  $\delta_{I \max} = 1$  при выполнении следующих условий  $m_e m_g = 1$ ,  $\varphi = 2\pi n$ , где  $n$  – любое целое число; среднего значения  $\delta_{I \text{cp}} \approx 0,667$  при условиях  $m_e m_g = 0$  или/и  $\varphi = (0,5+n)\pi$ ; минимального значения  $\delta_{I \min} \approx 0,333$ , когда  $m_e m_g = 1$ , а разность фаз  $\varphi = (1+2n)\pi$ .

В данной ситуации характерные изменения мгновенного тока, протекающего в измерительной цепи, связаны не только с амплитудой и фазовым соотношением гармоник ЭДС и проводимости, но также зависят от значения их постоянных составляющих. В свою очередь величина и направление среднего тока в цепи согласно выражению (4), определяется его первой  $i_o$  и второй (фазовой)  $i_\varphi$  составляющими. Очевидно, что при выполнении условия  $1+0,5m_e m_g \cos\varphi > 0$  постоянный ток принимает положительное значение, а в противном случае  $1+0,5m_e m_g \cos\varphi < 0$  ток отрицательный.

Если постоянная составляющая ЭДС тестового источника отсутствует, т.е.  $E_o = 0$ , то формула (1) принимает вид:

$$E = E_m \cos(\omega_e t + \varphi),$$

что приводит к изменению выражения (3)

$$i_x = E_m g_o \cos(\omega t + \varphi) + 0,5 E_m g_m \cos\varphi + 0,5 E_m g_m \cos(2\omega t + \varphi).$$

Тогда средний ток в измерительном контуре

$$I_x = \frac{E_m g_o}{T\omega} [\sin(\omega T + \varphi) - \sin\varphi] + 0,5 E_m g_m \cos\varphi + \frac{0,25 E_m g_m}{T\omega} [\sin(2\omega T + \varphi) - \sin\varphi],$$

а при выполнении условия  $T = 2\pi/\omega$  определяется одной фазовой составляющей

$$I_x = 0,5 E_m g_m \cos\varphi = 0,5 E_m g_o m_g \cos\varphi = i_\varphi, \quad (5)$$

со следующим нормированным значением:

$$\delta_\varphi = I_x / I_{\max} = m_g \cos\varphi / m_{g \max} = m_1 \cos\varphi, \quad (6)$$

где  $m_1$  – обобщенный коэффициент вариации,  $m_1 = m_g / m_{g \max}$ .

Выражение (5) показывает, что если даже первая постоянная составляющая среднего тока равна нулю ( $i_o = 0$ ), то в измерительной цепи всё равно существует постоянный ток, который определяется его второй составляющей  $i_\varphi$ .

Нормированная составляющая постоянного тока  $\delta_\varphi$ , исходя из выражения (6), достигает максимума  $\delta_{\varphi \max} = 1$  при  $m_1 = 1$ ,  $\varphi = 2\pi n$ ; среднего значения  $\delta_{\varphi \text{cp}} = 0$  при условиях  $m_1 = 0$  или/и  $\varphi = (0,5+n)\pi$ ; минимального значения  $\delta_{\varphi \min} = -1$ , когда  $m_1 = 1$ ,  $\varphi = (1+2n)\pi$ .

При синфазном изменении ЭДС тестового источника и проводимости зон трения, т.е. когда разность фаз  $\varphi = 0$ , проводимость цепи возрастает и уменьшается в те же моменты, когда соответственно увеличивается и уменьшается мгновенное значение ЭДС источника. Следствием этого является искажение формы тока, протекающего в измерительной цепи таким образом, что площадь, ограниченная положительным значением тока, превышает площадь, ограничиваемую отрицательным значением  $i_\varphi$ . Поэтому постоянная составляющая  $I_o = i_\varphi > 0$ .

Если фазовый сдвиг  $\varphi = \pi/2$ , то ток имеет также искаженную форму, так как содержит в своем составе вторую гармонику. Однако постоянная составляющая тока в этом случае  $I_o = 0$ . В случае, когда изменение ЭДС проводимости происходит в противофазе  $\varphi = \pi$ , постоянная составляющая тока отрицательна, т.е.  $I_o = i_\varphi < 0$ .

Таким образом, при синхронном изменении ЭДС и проводимости в измерительной це-

пи может протекать постоянный ток, величина которого существенно зависит от фазового соотношения ЭДС тестового источника и изменения проводимости зон трения опоры.

В общем случае использования электропараметрического метода диагностирования, как тестовое воздействие, так и параметры элементов схемы замещения могут быть сложными периодическими функциями времени. Тогда ток, протекающий в измерительном контуре

$$i_x = g_o \left( 1 + \sum_{v=1}^{\infty} m_{gv} \cos v\omega_g t \right) E_o \left( 1 + \sum_{n=1}^{\infty} m_{en} \cos(n\omega_e t + \varphi_n) \right), \quad (7)$$

где  $m_{gv}$  – парциальный коэффициент вариации проводимости, соответствующий слагающей функции  $g(t)$ , изменяющейся с частотой  $v\omega_g$ ;

$m_{en}$  – парциальный коэффициент вариации гармонической составляющей ЭДС источника тестового воздействия, имеющего частоту  $n\omega_e$  и начальную фазу  $\varphi_n$ .

Из выражения (7) следует, что ток, протекающий в измерительном контуре, содержит множество колебаний комбинационных частот вида,  $n\omega_e \mp v\omega_g$ . Причем слагаемые, удовлетворяющие условию  $n\omega_e - v\omega_g = 0$ , приводят к появлению постоянной составляющей тока.

В частном случае, использование неизменного значения ЭДС источника тестового воздействия, т.е. когда  $E = E_o$ , ток, протекающий в измерительном контуре средства диагностирования, при прочих ранее оговоренных условиях, определяется в виде:

$$i_x = E_o g_o (1 + m_g \cos \omega_g t). \quad (8)$$

В данной ситуации через средство диагностирования, кроме постоянной составляющей  $i_o = E_o g_o$ , протекает ток, содержащий только колебания с частотами проводимости  $\omega_g$ , а комбинационные частоты отсутствуют. Это с одной стороны упрощает обработку информации, но с другой стороны может ограничивать потенциальные возможности метода.

Средний ток, в измерительном контуре с учетом (8) определяется выражением:

$$I_x = \frac{1}{T} \int_0^T i_x dt = E_o \left( g_o + \frac{g_m}{\omega_g T} \sin \omega_g T \right).$$

Предположив, как и ранее, что  $T = T_1 = 2\pi/\omega_g$ , получим простое выражение для среднего тока  $I_{x1} = g_o E_o$ , откуда определяется значение постоянной составляющей проводимости  $g_o$ , характеризующей, в зависимости от условий функционирования, среднюю площадь контакта или среднюю толщину смазочной пленки, разделяющей рабочие поверхности опоры.

Приведенное ранее выражение (2) учитывает также коэффициент вариации проводимости  $m_g$ , являющийся одной из важнейших характеристик контактирующих поверхностей. Для его определения изменим, время интегрирования тока  $i_x$ , приняв для рассматриваемого случая  $T = T_2 = 0,5\pi/\omega_g$ , тогда получим средний ток в виде:  $I_{x2} = g_o E_o (1 + m_g/0,5\pi)$ .

Решая совместно уравнения отражающие значения среднего тока  $I_{x1}$  и  $I_{x2}$  для соответствующих времен интегрирования  $T_1$  и  $T_2$ , определяем искомое значение параметра  $m_g$

$$m_g = 0,5\pi(I_{x2} - I_{x1})/I_{x1},$$

или непосредственно амплитуду вариации проводимости

$$g_m = 0,5\pi(I_{x2} - I_{x1})/E_o.$$

Очевидно, что коэффициент вариации проводимости  $m_g$  является безразмерной нормированной величиной, что позволяет более объективно оценивать техническое состояние подшипниковых опор при выполнении функционального диагностирования, нежели при использовании размерного параметра  $g_m$ . При этом вариации проводимости  $m_g$  и ее амплитуды  $g_m$  в зависимости от режима смазки характеризуют либо изменения интегральной площади контакта, либо изменения толщины пленки смазочного материала.

Рассмотренный подход определения параметров проводимости подшипниковой опоры, которые могут быть использованы в качестве диагностических, можно распространить и на другие ситуации.

### **ВЫВОДЫ**

1. В измерительном контуре, кроме составляющих тока с собственными частотами элементов схемы замещения, появляются комбинационные частоты.
2. Равенство частот изменения проводимости и ЭДС источника тестового воздействия приводит к появлению в спектре колебаний тока удвоенной частоты, а также дополнительной постоянной составляющей, которая зависит от фазового сдвига между частотами тестового воздействия и проводимости подшипниковой опоры.
3. Кратность времени интегрирования частоте изменения электрического параметра приводит к исключению влияния этой составляющей на среднее значения тока.
4. Среднее значение тока определяется постоянными составляющими элементов схемы замещения и тестового воздействия, а также их фазовыми составляющими.
5. В измерительном контуре возникает постоянный ток даже в случае отсутствия постоянной составляющей у источника тестового воздействия.
6. Изменение среднего тока при различном времени интегрирования позволяет определить ряд диагностических параметров подшипниковой опоры.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Подмастерьев, К.В. Электропараметрические методы комплексного диагностирования опор качения [Текст] / К.В. Подмастерьев. – М.: Машиностроение-1, 2001. – 376 с.
2. Захаров, М.Г. Особенности диагностирования трибосистем электропараметрическими методами [Текст] / М.Г. Захаров // ОрёлГТУ. – Серия Машиностроение. Приборостроение. – Орёл: ОрёлГТУ, 2006. – №1. – С. 46–50.

**Захаров Михаил Георгиевич**  
Государственный университет-УНПК, г.Орел  
Доцент кафедры ПМиС  
г. Орел, Наугорское шоссе, 29  
E-mail: zamig\_05@mail.ru

---

M.G. ZAKHAROV

### **FEATURES OF FUNCTIONAL DIAGNOSING OF BEARINGS AN ELECTRO PARAMETRIC METHOD**

*It is considered changes of a signal in a linear parametrical circuit representing an equivalent circuit of pairs friction at use of generating and electroparametrical methods of diagnosing. Conditions of occurrence of additional components of a signal caused by the certain combination a component of fluctuations inherent in elements of an equivalent circuit are determined. Characteristic dependences are considered, conclusions are made.*

**Keywords:** *the bearing, functional diagnosing, electroparametric method, equivalent circuit, signal.*

### **BIBLIOGRAPHY**

1. Podmaster'ev, K.V. Jelektroparametricheskie metody kompleksnogo diagnostirovanija opor kachenija [Tekst] / K.V. Podmaster'ev. – M.: Mashinostroenie-1, 2001. – 376 s.
2. Zaharov, M.G. Osobennosti diagnostirovanija tribosistem jelektroparametricheskimi metodami [Tekst] / M.G. Zaharov // OrjolGTU. – Serija Mashinostroenie. Priborostroenie. – Orjol: OrjolGTU, 2006. – №1. – S. 46–50.

**Zakharov Mihail Georgievich**  
State University – Education Science Production Complex, Orel, Russia  
Associate professor of department “Instrument engineering, metrology and certification”  
g. Orel, Naugorskoe shosse, 29  
E-mail: zamig\_05@mail.ru

**Уважаемые авторы!**  
**Просим Вас ознакомиться с основными требованиями**  
**к оформлению научных статей.**

- Объем материала, предлагаемого к публикации, измеряется страницами текста на листах формата А4 и содержит от 3 до 7 страниц; все страницы рукописи должны иметь сплошную нумерацию.
- Статья предоставляется в 1 экземпляре на бумажном носителе и в электронном виде (по электронной почте или на любом электронном носителе).
- В одном сборнике может быть опубликована только **одна** статья **одного** автора, включая соавторство.
- Статьи должны быть набраны шрифтом Times New Roman, размер 12 pt с одинарным интервалом, текст выравнивается по ширине; абзацный отступ – 1,25 см, правое поле – 2 см, левое поле – 2 см, поля внизу и сверху – 2 см.
- Название статьи, а также фамилии и инициалы авторов обязательно дублируются на английском языке.
- К статье прилагается перечень ключевых слов на русском и английском языке.
- Сведения об авторах приводятся в такой последовательности: Фамилия, имя, отчество; учреждение или организация, ученая степень, ученое звание, должность, адрес, телефон, электронная почта.
- В тексте статьи желательно:
  - не применять обороты разговорной речи, техницизмы, профессионализмы;
  - не применять для одного и того же понятия различные научно-технические термины, близкие по смыслу (синонимы), а также иностранные слова и термины при наличии равнозначных слов и терминов в русском языке;
  - не применять произвольные словообразования;
  - не применять сокращения слов, кроме установленных правилами русской орфографии, соответствующими государственными стандартами.
- Сокращения и аббревиатуры должны расшифровываться по месту первого упоминания (вхождения) в тексте статьи.
- **Формулы** следует набирать в редакторе формул Microsoft Equation 3.0. **Формулы, внедренные как изображение, не допускаются!**
- **Рисунки** и другие иллюстрации (чертежи, графики, схемы, диаграммы, фотоснимки) следует располагать непосредственно после текста, в котором они упоминаются впервые.
- Подписи к рисункам (полужирный шрифт курсивного начертания 10 pt) выравниваются по центру страницы, в конце подписи точка не ставится:

*Рисунок 1 – Текст подписи*

С полной версией требований к оформлению научных статей Вы можете ознакомиться на сайте [www.gu-unprk.ru](http://www.gu-unprk.ru).

*Плата с аспирантов за опубликование статей не взимается.*

Право использования произведений предоставлено авторами на основании п. 2 ст. 1286 Четвертой части Гражданского Кодекса Российской Федерации.

*Адрес учредителя*

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Государственный университет - учебно-научно-производственный комплекс»  
302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29  
Тел. (4862) 42-00-24  
Факс (4862) 41-66-84  
www.gu-unpk.ru  
E-mail: unpk@ostu.ru

*Адрес редакции*

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Государственный университет - учебно-научно-производственный комплекс»  
302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29  
(4862) 41-98-48, 55-55-24, 41-98-03, 55-05-81  
www.gu-unpk.ru  
E-mail: met\_lit@ostu.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 Григорьева О.Ю.  
Компьютерная верстка Григорьева О.Ю.

Подписано в печать 14.08.2012 г.  
Формат 60x88 1/8. Усл. печ. л. 9,9.  
Тираж 600 экз.  
Заказ № \_\_\_\_\_

Отпечатано с готового оригинал-макета на полиграфической базе  
ФГБОУ ВПО «Государственный университет - УНПК»  
302030, г. Орел, ул. Московская, 65.