УДК: 629. 42.

## ЭЛЕКТР ҲАРАКАТЛАНУВЧИ ТАРКИБ ТЕБРАНИШЛАРИНИНГ ГИДРОФРИКЦИОН СЎНДИРУВЧИСИНИ АНАЛИТИК-СОНЛИ ҲИСОБЛАШ УСУЛИ

Хромова Галина Алексеевна, техника фанлари доктори, профессор, «Локомотивлар ва локомотив хўжалиги» кафедраси профессори Махамадалиева Малика Алиевна,

«Локомотивлар ва локомотив хўжалиги» кафедраси докторанти

### Тошкент давлат транспорт университети

Аннотация. Ушбу мақолада электр ҳаракатланувчи таркиб (ЭҲТ) тебранишларининг гидрофрикцион сўндирувчисини динамик ҳисоблашнинг математик модели тақдим этилган. Динамик ва диссипатив хусусиятларга эга торсион турдаги тебранишлар гидрофрикцион сўндирувчисининг янги конструкцияси таклиф этилган бўлиб, ихтиролар учун бериладиган Ўзбекистон Республикаси Патентига талабнома юборилган. Торсион турдаги ЭҲТ тебранишлари гидрофрикцион сўндирувчисининг динамик мустаҳкамлиги борасидаги масалаларнинг ҳал этилиши ишчи суюқликда айланиш орқали ҳаракатланадиган вал кўринишидаги ушбу сўндирувчининг узел ва деталларида динамик ҳодисаларни моделлаштириш имконини беради. Шу каби аналитик-сонли усулни қўллаган ҳолда турли хил гидромеханик тизимларни таҳлил қилиш мумкин. Масалан, электр ҳаракат таркиблари учун мўлжалланган торсион турдаги гидравлик ва гидрофрикцион тебраниш сўндиргичларининг динамик фаолиятини ушбу усулни қўллаган ҳолда ўрганиш мумкин. Стенд орқали шу каби динамик синовлар Узбекистон депосида ўтказилди. Синовни ўтказиш учун торсион турдаги такомиллаштирилган гидрофрикцион тебраниш сўндиргичи қўлланилди.

**Таянч тушунчалар:** торсион турдаги тебранишларнинг гидрофрикцион сўндирувчиси, гидродинамик ишқаланиш, бақолаш, математик модел.

## АНАЛИТИКО-ЧИСЛЕННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ГИДРОФРИКЦИОННОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОГО СОСТАВА

#### Хромова Галина Алексеевна,

доктор технических наук, профессор кафедры «Локомотивы и локомотивное хозяйство»; **Махамадалиева Малика Алиевна,** докторант кафедры «Локомотивы и локомотивное хозяйство»

#### Ташкентский государственный транспортный университет

Аннотация. В статье показан аналитико-численный метод расчета гидрофрикционного гасителя колебаний электроподвижного состава (ЭПС). На основе данного метода предложена новая конструкция гидрофрикционного гасителя колебаний торсионного типа с улучшенными динамическими и диссипативными качествами, на которую подана заявка на Патент Республики Узбекистан на изобретение. Данный метод позволит решить задачи на динамическую прочность гидрофрикционного гасителя колебаний торсионного типа, который пречность гидрофрикционного гасителя колебаний торсионного типа, который пречность гидрофрикционного гасителя колебаний торсионного типа, который представляет собой вал, перемещающийся с вращением в рабочей жидкости. Используя аналогичный аналитико-численный метод, можно проанализировать различные гидромеханические системы. Например, проанализировать динамическое функционирование гидравлических и гидрофрикционных гасителей колебаний торсионного типа для ЭПС. Динамические стендовые испытания были проведены в депо Узбекистана. Для испытаний была использована модернизированная конструкция гидрофрикционного гасителя колебания конструкция гидрофрикционного гасителя колебаний торсионного типа для ЭПС. Динамические стендовые испытания были проведены в депо Узбекистана. Для испытаний была использована модернизированная конструкция гидрофрикционного гасителя колебаний

*Ключевые слова:* гидрофрикционный гаситель колебаний торсионного типа, гидродинамическое трение, оценка, математическая модель.

### ANALYTICAL-NUMERICAL METHOD FOR CALCULATING A HYDROFRICTION DAMPER OF ELECTRIC ROLLING STOCK

### Khromova Galina Alekseevna,

Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department «Locomotives and Locomotive Economy» Mahamadalieva Malika Aliyevna, Doctoral Student of the Department «Locomotives and Locomotive Economy»

### **Tashkent State Transport University**

Abstract. The paper studies the problem of modeling vibrations of a torsion hydro-friction damper of a locomotive with the support of hydrodynamic friction based on the application for a Patent of the Republic of Uzbekistan. The objectives of the authors' invention are: to improve the reliability and damping capacity of the damper as a whole, with the provision of horizontal and vertical damping of vibrations and shock loads, which is important to increase the speeds of the rail transport; to increase the dynamic factor of the system while regulating the damping capacity by creating an additional friction torque to reduce dynamic load on the cantilever section of the shaft fixed to the bogie frame of the vehicle. It is possible to predict various hydromechanical systems using a similar analytical-numerical method, i.e. to analyze the dynamic functioning of hydraulic and hydro-friction torsiontype vibration dampers for electric rolling stock. Dynamic bench tests were carried out at a depot in Uzbekistan. A torsion type of hydrofriction vibration damper was used for testing an upgraded (new) construction.

Keywords: hydro-friction damper, hydrodynamic friction, assessment, mathematical model.

### Введение

Гидравлические И фрикционные демпферы локомотивов должны решать множество противоречивых задач, например, они должны, с одной стороны, обеспечивать надежную работу системы рессорной подвески, а, с другой стороны, при длительном сроке службы их динамическое сопротивление увеличивается при попадании влаги и различных механических примесей. В связи с этим создание надежной опоры для гидродинамического трения и ее теоретическое обоснование является важнейшей задачей при разработке новых конструкций торсионных гидравлических демпферов трения локомотивов.

Решение этой проблемы позволит моделировать динамические явления в узлах и деталях гидрофрикционного гасителя колебаний торсионного типа, представляющего собой вал, вращающийся в рабочей жидкости [1]. В этом случае вал считается упругим и имеет переменный диаметр, переменную массу и жесткость на изгиб. Упругий вал снабжен подвижными подшипниками гидродинамического трения и имеет постоянную скорость вращения.

### Основная часть

Чтобы учесть свойства упругого сжатия элементарных объемов смазки внутри модельной струи, мы используем модуль упругости Е<sub>0</sub> [2], выбираем элементарный объем  $V_H = \delta^3$ из модельной струи, которая поддерживает постоянное давление внутри смазки. В случае повышения давления до Рк сжатие этого объема смазки составит:

$$V_K = (\delta - U_l)(\delta - U_x)(\delta - U_y) \quad (1)$$

где  $U_l, U_x, U_y$  – составляющие упругих деформаций сжатия по направлениям осей ℓ, x, v.

Принимаем допущение о том, что  $U_l + U_x + U_y \ll \delta$ , которое подтверждено расчетам при  $E_0 > 10^8 \frac{Km}{M^2}$  для реальных смазок. В этом случае можно получить приближенное значение:

$$V_{K} \approx \mu^{3} - \mu^{2}(U_{l} + U_{x} + U_{y}) \quad (2)$$
  
a затем отношение:  
$$\frac{V_{K}}{V_{H}} = 1 - \frac{U_{l} + U_{x} + U_{y}}{\mu} \quad (3)$$

Для принятой схемы упругих дефор-  
маций объемов модельной струи по ри-  
сунку, где плоскости ГХ, ГУ и 
$$y = д$$
 огра-  
ничивают упругие деформации, и воз-  
можно прижатие слоев и "струек" к этим  
плоскостям от импульсов давления, обус-

д

ловленных относительными деформациями  $e_y(\ell, t) = \frac{U_y}{d}$  по оси ГУ. При этом резуплотнение элементарного объема  $V_K$  возможно по направлениям координат  $\pm \ell$ . Поэтому, переход к новому объему деформирования  $V_S$  представляем в виде:

 $V_{\rm e} = \left( \boldsymbol{\mathrm{g}} - \boldsymbol{\mathrm{e}}_y \right) \cdot \boldsymbol{\mathrm{g}} (\boldsymbol{\mathrm{g}} + 2\boldsymbol{\mathrm{e}}_e) \approx \boldsymbol{\mathrm{g}}^3 - \boldsymbol{\mathrm{g}}^2 (\boldsymbol{\mathrm{e}}_y - 2\boldsymbol{\mathrm{e}}_y) \ (4)$ 

а относительную объемную деформацию в виде:

$$\mathbf{e}_{\mathrm{e}} = \frac{\mathbf{e}_{\mathcal{Y}} - 2\mathbf{e}_{\ell}}{\underline{A}} \qquad (5)$$

Следует учитывать поступление новых порций смазки по направлению скорости  $V_0$  или ( $-\ell$ ), которое приведет к снижению  $e_\ell$ . Этому же способствует наличие давления  $P_A$  в торцевом сечении АА (рис.) Поэтому возможный диапазон  $\varepsilon_y = \frac{1}{n}$ . [ $\varepsilon_y - \varepsilon_\ell (2 \div 1)$ ] позволяет принять усредненное соотношение  $\varepsilon_{\varepsilon_c} = \frac{\varepsilon_y - 1, 5\varepsilon_\ell}{n}$ .

Только при соотношении  $\mathcal{E}_y > 1,5\mathcal{E}_{\ell}$ в элементарном объеме  $V_H$  происходит импульсное увеличение давления. С учетом высокой скорости распространения волн упругих деформаций, равных  $U_{\mathcal{E}}$  в принимаем допущение о том, что при импульсных относительных деформациях  $\mathcal{E}_{y}$  превышает  $1,5 \cdot \varepsilon_{i}$  и достигает  $2\mathcal{E}_{\ell}$ . Поэтому для последующих расчетов импульсных давлений, возникающих в сечениях с минимальным зазором  $d_{H}(\ell)$  используем формулу [3]:

$$P_u(\ell) = E_0 \cdot \frac{Y_B(\ell)}{2\pi} \cdot \left(1 - \cos\frac{\ell}{r_0}\right)(6)$$

с учетом которой может быть определена функция интенсивности нагружения модельной струи по длине *l*:

 $\mu^{2} \frac{\partial P_{u}(\ell)}{\partial \ell} = \frac{E_{0}\cdot \pi}{2} \cdot \left[ \frac{\partial Y_{B}(\ell)}{\partial \ell} \cdot \left( 1 - \cos \frac{\ell}{r_{0}} \right) + \frac{Y_{B}(\ell)}{r_{0}} \cdot \sin \frac{\ell}{r_{0}} \right]$  (7), обусловленная импульсными изменением давления в этой струе и допускающая замену  $\ell/r_{0}$  на  $\mu_{0}t$  при  $\mu_{0} = 0,5 \,\mu$  (частоты вращения гибкого вала) и  $t = \ell/V_{0}$  [4].



Рис. Расчетная схема опоры гидродинамического трения гибкого вала

С учетом ограничения упругих деформаций по плоскостям ГХ и ГУ для движения модельной струи (рис.). уточняем функцию интенсивности нагружения модельной струи также от У и Х

$$q_{u}(\ell, y, x) = \left[q_{uc}(\ell) \cdot \left(1 - \cos\frac{\ell}{r_{0}}\right) + q_{us}(\ell) * \sin\frac{\ell}{r_{0}}\right] \cdot \sin\frac{py}{2g} \cdot \sin\frac{px}{2g} (8)$$
32MPH2 DVHKUMM V<sub>0</sub>(z, t) IIO:

Sамена функции  $I_B(2, t)$  по:  $Y_{\theta}(Z, t) = Y_1 * e^{2\beta Z} + Y_2 * e^{4\beta Z} - Y_3(Z) * cos(3 * ω * t)$ 

на приближенную  $Y_B(\ell)$  для опор обоснована нашими расчетами, показавшими соотношения  $Y_1 \cdot \ell^{2BZ} \gg Y_2 \cdot \ell^{2B_2Z} \gg$  $Y_3(Z)$ . Поэтому для технических расчетов достаточно представление:

$$Y_B(Z) \approx Y_1 \cdot \ell^{2_B Z} \quad (9)$$

Переход к новой функции  $Y_B(\ell)$  выполняем с учетом соотношения максимальных размеров  $Z = Z_0$ ,  $\ell = \ell_c$  и равной интенсивности повышения функции  $\ell^{2BZ_0} = \ell^{2B_c \ell_c}$ , откуда:

$$B_{c} = B \cdot \frac{Z_{0}}{\ell_{c}} MY_{B}(\ell) = Y_{1} \cdot \ell^{2B_{c}\ell} \quad (10)$$

$$\Pi O \ni TOMy_{\ell} \frac{\partial Y_{B}(\ell)}{\partial \ell} = 2B_{c} \cdot Y_{1} \cdot \ell^{2B_{c}\ell} M$$

$$q_{u}(\ell, y, x) = \frac{1}{2}E_{0}dY_{1} \cdot \ell^{2B_{c}\ell} \cdot \left[2B_{c}\left(1 - \cos\frac{\ell}{t_{0}}\right) + \frac{1}{t_{0}}x \sin\frac{\ell}{t_{0}}\right] \cdot \sin\frac{py}{2g} x \sin\frac{px}{2g} \quad (11)$$

Модельную струю считаем эквивалентной сжатому упругому стержню постоянного сечения д<sup>2</sup> С полубесконечной длиной  $\ell_{\rm c} \gg {\rm d}({\rm peanshoe})$ соотношение  $\ell_c/_{A > 10^4}$  [5,6], имеющего жесткость на сжатие и нагруженного

интенсивностью внешней нагрузки по (11). Это допущение позволяет использовать следующее уравнение для оценки функций объемного сжатия "струек" смазки внутри модельной струи

$$\frac{\delta_{c}}{E_{0g}} \cdot \frac{\partial^{2}u}{\partial t^{2}} - \left(\frac{\partial^{2}u}{\partial t^{2}} + \frac{\partial^{2}u}{\partial y^{2}} + \frac{\partial^{2}u}{\partial x^{2}}\right) = \frac{y_{1}}{2a} \cdot \sin \frac{py}{2a} \cdot \sin \frac{px}{2a} \cdot \ell^{2B_{c}\ell} \cdot \left[2B_{c}\left(1 - \cos \frac{\ell}{r_{0}}\right) + \frac{1}{r_{0}} \cdot \sin \frac{\ell}{r_{0}}\right]$$
(12)

Первый вариант решения последнего уравнения отыскиваем в виде двух независимых составляющих:

$$U(\ell, y, x, t) = U_1(t) \cdot \ell^{2B_{\mathcal{C}}\ell} \cdot \sin\frac{py}{2a} \cdot \sin\frac{px}{2a} + U_2(\ell) \cdot \sin\frac{py}{2a} \cdot \sin\frac{px}{2a} \quad (13)$$

После подстановки частных производных от первой составляющей (12) в (13) получим уравнение:

$$\frac{d^{2}U_{1}}{dt^{2}} + p_{u}^{2} \cdot U_{1} = \frac{y_{1}E_{0g}B_{c}}{AS_{c}},$$

$$\Gamma \mathcal{A}e:$$

$$p_{u}^{2} = \frac{E_{og}}{S_{c}} \cdot \left(\frac{p^{2}}{2\mathcal{A}^{2}} - 4B_{c}^{2}\right)$$

$$The transformation of the term of te$$

Начальные условия для (17) соответствуют  $U_1(0) = U_1, \frac{dU_1(0)}{dt} = V_{0,}$ , а для определения постоянной U1используем условие равенства расходов смазки в сечениях начальном (т. А) и конечном (т. В) и модельной струи (рис., в):

$$\frac{dU_1(T_z)}{dt} = V_0 \tag{15}$$

Решение уравнения (17), выполненное методом операционного исчисления получено в виде

$$U_1(t) = \frac{2Y_1 A B_C}{p^2 - 8A^2 B_C^2} \cdot (1 - \cos p_u t) + U_1 \cdot \cos p_u t + \frac{V_0}{p_u} \cdot \sin p_u t$$
(16)

Используем условие (15):  $\frac{dU_1(T_z)}{dt} = V_0 = \frac{2Y_1 A B_C p_u}{p^2 - 8 A^2 B_C^2} \cdot sinp_u T_z - U_1 p_u sinp_u T_z + V_0 cosp_u T_z ,$ 

Откуда:

$$U_{1} = \frac{2Y_{1}AB_{c}}{p^{2} - 8a_{c}^{2}B_{c}^{2}} + \frac{V_{0}(cosp_{u}T_{z}-1)}{p_{u} \cdot sinp_{u}T_{z}}$$
(17)

А теперь подставляем частные производные от второй функции из (12) в (13) и получим уравнение:

$$\frac{d^2 U_2}{d\ell^2} + \frac{p^2}{2\mu^2} \cdot U_2 = \frac{Y_1}{2\mu} \cdot \ell^{2B_c\ell} \cdot (\frac{1}{r_0} \cdot \sin\frac{\ell}{r_0} - 2B_c \cdot \cos\frac{\ell}{r_0}),$$
(18)

удовлетворяющее краевым условиям:

$$U_2(0) = U_2, \frac{dU_2(0)}{d\ell} = \frac{P_A}{E_o},$$

где *P*<sub>A</sub> – давление в т. А (рис., а) на смазку от гидравлической ее подвода к опоре;

U<sub>2</sub> - постоянная, определяемая из условия снижения давления в т. В (рис., в) до нуля:

$$\frac{dU_2\left(\ell_c\right)}{d\ell} = 0 \tag{19}.$$

Решение уравнения (18) выполняем методом операционного исчисления по Карсону [7].

Пусть  $U_2(\ell) \leftarrow U_2(q)$ , тогда:

$$\frac{d^2 U(\ell)}{d\ell^2} \leftarrow q^2 U_2(q) - q^2 U_1 - q \cdot \frac{P_A}{E_0};$$

$$e^{2B_C \ell} \cdot \sin \frac{\ell}{r_0} \leftarrow \frac{q}{r_0 \left[ (q - 2B_C)^2 + \frac{1}{r_0} \right]}$$

$$e^{2B_C \ell} \cdot \cos \frac{\ell}{r_0} \leftarrow \frac{q(q - 2B_C)}{(q - 2B_C)^2 + \frac{1}{r_0}};$$

Илм-фан ва инновацион ривожланиш / 2020 № 6

### Получим следующее изображение решения уравнения (18):

$$U_{2}(q) = \frac{Y_{1}(q \pi_{1}^{2} - 2B_{c}q^{2})}{2g(q^{2} - 4B_{c}q + \pi_{1}^{2})(q^{2} + \pi_{2}^{2})} + \frac{q^{2}U_{1} + q\frac{P_{A}}{E_{0}}}{(q^{2} + \pi_{2}^{2})^{2}}, \quad (20)$$

где  $\pi_1^2 = \frac{1}{r_0^2} + 4B_c^2$ ,  $\pi_2^2 = \frac{p^2}{2a^2}$ .

Для перехода к оригиналам функции (19) предварительно отыскиваем корни  $q_{1,2} = 2_{B_c} \pm i/r_0; \ q_{3,4} = \pm \pi_2 = \pm \frac{ip}{\pi\sqrt{2}},$  а затем и оригиналы изображений:

$$\frac{\frac{qn_1^2 - 2B_cq^2}{(q^2 - 4B_cq + n_1^2)(q^2 + n_2^2)}}{4B_c^2 + \frac{r_0 \cdot e^{2B_c\ell}}{\left(4B_c^2 + n_2^2 - \frac{1}{r_0^2}\right)^2 + \frac{16B_c^2}{r_0^2}} \cdot \left\{ \sin\frac{\ell}{r_0} \cdot \left[ \left(n_1^2 - 4B_c^2\right) \left(4B_c^2 + n_2^2 - \frac{1}{r_0^2}\right) - \frac{8B_c^2}{r_0^2} \right] - \frac{2B_c}{r_0} \cdot \cos\frac{\ell}{r_0} \cdot \left(n_2^2 + 2n_1^2 - \frac{1}{r_0} - 4B_c^2\right) \right\} + \frac{r_0}{\left(\frac{1}{r_0^2} + 4B_c^2\right)^2 + 16B_c^2 n_2^2} \cdot \left\{ \cos n_2\ell \cdot \left[ n_1^2 \left(4B_c^2 + \frac{1}{r_0^2}\right) + 8B_c^2 n_2^2 \right] + \sin n_2\ell \cdot 2B_c n_2 \cdot \left(4B_c^2 + \frac{1}{r_0^2} - n_1^2\right) \right\} \right\} \left( 21 \right)$$

$$U_{2}(\ell) = \frac{Y_{1}r_{0}}{2\pi} \cdot \left\{ \frac{e^{2B_{C}\ell}}{\left(4B_{C}^{2} + \pi_{2}^{2} - \frac{1}{r_{0}^{2}}\right)^{2} + \frac{16B_{C}^{2}}{r_{0}^{2}}} \cdot \left\{ \sin\frac{\ell}{r_{0}} \cdot \left[ \left(\pi_{1}^{2} - 4B_{C}^{2}\right) \left(4B_{C}^{2} + \pi_{2}^{2} - \frac{1}{r_{0}}\right) - \frac{8B_{C}^{2}}{r_{0}^{2}} \right] - \frac{2B_{C}}{r_{0}} \cdot \cos\frac{\ell}{r_{0}} \cdot \left(\pi_{2}^{2} + 2\pi_{1}^{2} - \frac{1}{r_{0}^{2}} - \frac{1}{r_{0}^{2}}\right) - \frac{1}{r_{0}^{2}} + \frac{1}{r_{0}^{2}} \cdot \left(\pi_{1}^{2} + 2\pi_{1}^{2} - \frac{1}{r_{0}^{2}}\right) - \frac{1}{r_{0}^{2}} \cdot \left(\pi_{1}^{2} + 2\pi_{1}^{2} - \frac{1}{r_$$

$$4B_{c}^{2}) \left\{ + \frac{r_{0}^{4}}{(1+4B_{c}^{2}r_{0}^{2})+16B_{c}^{2}\cdot\pi_{2}^{2}\cdotr_{0}^{4}} \cdot \left\{ \cos\pi_{2}\ell \left[ \pi_{1}^{2} \left( 4B_{c}^{2} + \frac{1}{r_{0}^{2}} \right) + 8B_{c}^{2}\pi_{2}^{2} \right] + \sin\pi_{2}\ell \cdot 2B_{c}\pi_{2} (4B_{c}^{2} + \frac{1}{r_{0}^{2}} - \pi_{1}^{2}) \right\} \right\} + U_{1} \cdot \cos\pi_{2}\ell + \frac{P_{A}}{E_{0}\pi_{2}} \cdot \sin\pi_{2}\ell + \frac{P_{A}}{E_{0}\pi_{2}} \cdot \sin\pi_{2}\ell$$

$$(22)$$

Для определения U<sub>1</sub>используем условие (19) и получим:

$$U_1 = \frac{1}{\pi_2 \cdot \sin \pi_2 \ell_c} \cdot \left[ \frac{P_A}{E_0} \cdot \cos \pi_2 \ell_c + \frac{\partial U_3(\ell_c)}{\partial e} \right]$$
(23)

Полученное решение (24) допускает получение составляющих функции давления по направлениям координат  $\ell$ , *y*, *x* 

$$P_{\ell}(\ell, x, y, t) = \frac{\partial(1, 51)}{\partial \ell} \cdot E_0$$

$$P_{\gamma}(\ell, x, y, t) = \frac{\partial(1, 51)}{\partial \ell} \cdot E_0$$
(24)
(25)

$$P_x(\ell, x, y, t) = \frac{\partial(1, 51)}{\partial e} \cdot E_0.$$
(26)

Второй вариант решения уравнения (12) выполним заменой  $\ell = V_0 t$ , при этом:

$$\frac{\partial^2 U}{\partial \ell^2} = \frac{1}{V_0^2} \cdot \frac{\partial^2 U}{\partial t^2}$$

и получим новое уравнение с функцией 
$$U_t(x, y, t)$$
:  

$$\frac{\partial^2 U_t}{\partial t^2} \left( \frac{1}{V_0^2} - \frac{p_c}{E_{og}} \right) + \frac{\partial^2 U_t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 U_t}{\partial x^2} = -\frac{y_1}{2a} \cdot \sin \frac{py}{a} \cdot \sin \frac{px}{2a} \cdot \ell^{2B_c V_0 t} \cdot \left[ 2B_c (1 - \cos \mu_0 t) + \frac{1}{r_0} \cdot \sin \mu_0 t \right], \quad (27)$$

Решение этого уравнения для установившегося движения модельной струи получим в виде:

$$U_t(y, x, t) = U_t(t) \cdot \sin \frac{py}{2\pi} \cdot \sin \frac{px}{2\pi}$$
(28)

После подстановки частных производных (26) в (27) получим:

$$\ddot{U}_t(t) - p_t^2 U_t(t) = -e^{2B_c V_0 t} \cdot [A_1(1 - \cos \mathfrak{m}_0 t) + A_2 \cdot \sin \mathfrak{m}_0 t], \qquad (29)$$

где:

$$p_t^2 = \frac{p^2 \cdot E_o g V_0^2}{2\mu^2 (E_{og} - c_c V_c^2)} \approx \frac{p^2 V_0^2}{2\mu^2}, A_1 = \frac{Y_1 E_o g V_0^2 B_c}{\mu(E_{og} - c_c V_0^2)}, A_2 = \frac{Y_1 E_o g V_0^2}{2\mu(E_{og} - c_c V_0^2)}.$$

#### Выводы

Используя аналогичный аналитикочисленный метод, можно проанализировать различные гидромеханические системы. Например, проанализировать динамическое функционирование гидравлических и гидрофрикционных гасителей колебаний торсионного типа для электроподвижного состава. Динамические стендовые испытания были проведены в депо в Узбекистан. Для испытаний была использована модернизированная конструкция гидрофрикционного гасителя колебаний торсионного типа [8].

Авторами статьи разработана «Инструкция по организации технологического процесса по капитальному ремонту и ремонту гидравлических виброгасителей

типа КВЗ-ЛИИЖТ», которая была передана в Управление эксплуатации локомотивов АО «Узбекистон темир йуллари», экономический эффект которой за 1 год составил 58,2 млн сумов.

#### Источники и литература

1. Hydraulic vibration damper ftorsion type / G.A. Khromova, Z.G. Mukhamedova, I.S. Yutkina, M.A. Makhamadalieva // A positive decision on the patent of the Republic of Uzbekistan for the invention, the application. – No. IAP 20160113 of 03/29/2016.

2. Хромова Г.А., Юткина И.С., Махамадалиева М.А. Разработка метода расчета на динамическую прочность гидрофрикционного гасителя колебаний ЭПС торсионного типа//Локомотивы. Электрический транспорт. XXI век: Матер. VI Международной научно-технической конференции. –Т. 2. – СПб.: ПГУПС,2018. – 13–15 ноября. – С. 38–43. [In Russian: Khromova G.A., Yutkina I.S., Makhamadalieva M.A. Development of a method for calculating the dynamic strength of EPS hydraulic vibration damperof a torsion type // Locomotives. Electric transport. XXI century: In Proc. of the VI International Scientific and Technical Conference. – Vol. 2. – St. Petersburg: PGUPS, 2018. – November 13–15. – Pp. 38–43].

3. Хромова Г.А., Махамадалиева М.А. Математическая модель для динамического расчета гидрофрикционного гасителя колебаний электроподвижного состава // Транспорт шелкового пути. – Т., 2020. – № 2 – С. 57. [In Russian: Khromova G.A., Makhamadalieva M.A. Mathematical model for the dynamic calculation of hydrofriction damper of electric rolling stock //Silk road transport. – T., 2020. – No. 2. – P. 57].

4. Файзибаев Ш.С., Хромова Г.А., Махамадалиева М.А. Численные исследования контактных процессов в гидрофрикционном гасителе колебаний для высокоскоростного электроподвижного состава. // Известия ТРАНССИБА. – 2015. – № 1.– С. 49-54. [In Russian: Fayzibaev Sh.S., Khromova G.A., Makhamadalieva M.A. Numerical study of contact processes in a hydro-friction vibration damper for high-speed electric rolling stock. // Izvestiya TRANSSIBA. 2015. – No. 1. – Pp. 49-54].

5. Khromova G., Yutkina I., MakhamadalievaM. Numerical study of heat contact processes in hydro-frictional shock absorbers for high-speed electric rolling stock. // Transport problems:IV International Simposium. – Silesian University of Technology. – Katowice, Faculty of Transport. – 2015. – 22-23 June. – Pp. 671-779.

6. Хромова Г.А., Махамадалиева М.А. Расчетная схема опоры гидродинамического трения гибкого вала гидрофрикционного гасителя колебаний применяемого на железнодорожном транспорте // Universum: технические науки. –М., 2020. – №7-1 (76). – С. 77-80. [In Russian: Khromova G.A., Makhamadalieva M.A. Calculation diagram of the hydrodynamic friction support of the flexible shaft of the hydrofriction vibration damper used in railway transport //Universum: Engineering Sciences. – Moscow, 2020. – No. 7-1 (76). – Pp. 77-80].

7. Хромова Г.А., Хромов С.А., Махамадалиева М.А. Моделирование динамического функционирования гидрофрикционного гасителя колебаний с учетом влияния тепловых контактных процессов // Локомотивы. XXI век: Матер. II Международной научно-технической конференции. – СПб.: ПГУПС, 2014. – 18–20 ноября.– С. 22–25. [In Russian: Khromova G.A., Khromov S.A., Makhamadalieva M.A. Simulation of dynamic functioning of the hydro-friction vibration damper, with account of the effect of heat contact processes // Locomotives. XXI century:In Proc. of the II International Scientific and Technical Conference. –St. Petersburg: PGUPS, 2014. – November 18–20. – Pp. 22–25].

8. Hydraulic vibration damper / Khromova G.A., Baymanov B.A., Makhbubov A.R., Mukhamedova Z.G. Patent of the Republic of Uzbekistan for invention No. IAP 05463. – Applicant: Tashkent Railway Engineering Institute. Published // BI No. 9. – 09.09.2017.

#### Рецензент:

Турсунов К.Т., кандидат техничеких наук, доцент, главный инженер управления «Темирйулёнилгитаъмин» АО «Узбекистон темир йуллари».