3. Korneev S.V., Jarmovich Ja.V. O predel'nom sostojanii ma-sel dlja drobil'no-razmol'nogo oborudovanija [The limiting state oil for crushing and milling equipment]. *Tjazhjoloe mashinostroenie*, 2005, no 6. pp. 40-41.

4. Korneev S.V., Danilov L.I., Svechnikova F.I., Kadancev A.V., Nozhnenko A.V. Rekomendacii po primeneniju smazochnyh materialov, oborudovanija i ra-cional'nomu ispol'zovaniju smazochnyh materia-lov na predprijatijah cvetnoj metallurgii [Nozhnenko Advice on applications of materials, equipment and rational use of lubricants in non-ferrous metallurgy]. Moscow, Metallurgija, 1988. 192 p.

5. Jarmovich Ja.V. Sposoby jekonomii industrial'nyh masel v sistemah smazki drobil'no-razmol'nogo oborudovanija [Methods for saving industrial oils in the lubrication systems of grinding equipment]. *Trudy aspirantov i studentov GOU «SibADI»: sbornik trudov*. Vyp. 8 Omsk, 2011. pp. 235-240.

6. Konovalov V.M., Skrickij V.Ja., Rokshevskij V.A. *Ochistka rabochih zhidko-stej v gidroprivodah stankov* [Cleaning of working fluids in hydraulic machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1976. p. 288.

7. Kvitnickij E.I., Kirkach N.F., Poltavskij Ju.D., Savin A.F. *Raschet opornyh podship-nikov skol'zhenija: sparvochnik* [Calculation of the sliding bearings]. Moscow, Mashinostroenie, 1979. 70 p.

8. Skoblo A.I., Molokanov Ju.K., Vladimirov A.I., Shhelkunov V.A. *Processy i apparaty neftegazopererabotki i neftehimii* [Processes and devices of refined and petrochemical products]. Moscow, OOO Nedra-Biznescentr, 2000. 677 p.

Корнеев Сергей Васильевич (Россия, г. Омск) – доктор технических наук, профессор кафедры «Нефтехимические технологии и оборудование» Нефтехимический институт, Омский государственный технический университет (ОмГТУ) (644050, Омск, ул. Мира, 11, e-mail: Nhi@omgtu.ru).

Ярмович Ярослав Владимирович (Россия, г. Омск) – ассистент, Омский государственный технический университет, Нефтехимический институт, кафедра Химическая технология и биотехнология, (644050, Омск, ул. Мира, 11, e-mail: Nhi@omgtu.ru).

Кузнецова Виктория Николаевна (Россия, г. Омск) – доктор технических наук, профессор ФГБОУ ВПО «СибАДИ». (644080, г. Омск, ул. Мира,5, e-mail: dissovetsibadi@bk.ru).

Korneev Sergei Vasilievich (Russian Federation, Omsk) – doctor of technical sciences, professor of the department "Petrochemical technology and equipment" of Petrochemical Institute, Omsk State Technical University (OmSTU) (644050, Omsk, Mira St., 11, e-mail: nimlor87@gmail.com).

Yarmovich Yaroslav Vladimirovich (Russian Federation, Omsk) –assistant, Omsk state technical university, Petrochemical institute, chair Chemical technology and biotechnology, (644050, Omsk, Mira St., 11, e-mail: Nhi@omgtu.ru).

Kuznetsova Viktoria Nikolaevna (Russian Federation, Omsk) – Doctor of technical sciences, professor of the Siberian State Automobile and Highway academy (SibADI). (644080 Russia, Omsk, Mira Ave. 5, e-mail: dissovetsibadi@bk.ru)

УДК 621.879

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СЛОЖНОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «ВОЗМУЩАЮЩИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ – МАШИНА – ОПЕРАТОР»

П.А. Корчагин, И.А. Тетерина
ФГБОУ ВПО «СибАДИ», Россия, г. Омск.

Аннотация. *В статье описывается математическая модель динамической системы «возмущающие воздействия – машина – оператор». Представлена расчетная схема дорожной уборочно-подметальной машины (ДУПМ) на базе МТЗ-80. Проведена методика формирования уравнений динамики для сложной динамической системы «возмущающие воздействия – ДУПМ – оператор». Также в статье отражены расчетные зависимости позволяющие определить возмущающие воздействия со стороны микрорельефа, силовой установки и щеточного рабочего органа.*

Ключевые слова: *математическая модель, дорожная уборочно-подметальная машина, виброзащита.*

Введение

В городском и коммунальном хозяйствах для выполнения целого спектра работ, в частности, работ по очистке территорий от смета, льда и снега используются дорожные уборочно-подметальные машины, смонтированные на базе тракторов МТЗ-80. Прочно зарекомендовавшие себя на рынке коммунальной техники, эти машины, как правило, обеспечивают безопасные условия труда для операторов, предусмотренные санитарными нормами. Но международные стандарты, действующие на сегодняшний день, требуют достижения максимально низкого уровня вибрационных воздействий на рабочее место оператора. От того, насколько обеспечены комфортные условия труда для оператора ДУПМ, зависят качество и скорость выполняемых работ. Составление математической модели машины необходимо в случае выработки научно обоснованных рекомендаций по определению параметров системы виброзащиты оператора ДУПМ.

Моделирование динамической системы

Обобщенная расчетная схема динамической системы «ДУПМ-оператор» (рис.1.) представляет собой систему с шестью массами, звеньями которой выступают базовый трактор, кабина трактора, оператор, стрела погрузчика, ковш погрузчика, щеточный рабочий орган.

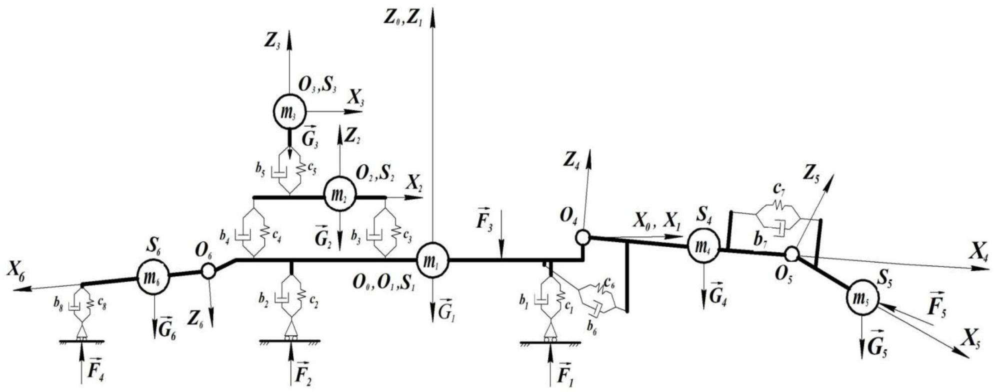

Рис. 1. Плоская расчетная схема динамической системы ДУПМ

Для описания динамической системы была принята правая система координат $O_0X_0Z_0$. В состоянии покоя начало системы координат – точка O_0 – совпадает с точкой O_1. Координаты точки O_1 заданы в локальной системе координат $O_1X_1Z_1$, которая связана с рамой ДУПМ. Направление оси O_1 X_1 совпадает с направлением движения, ось O_1 Z_1 направлена вертикально вверх. Для описания ДУПМ в пространстве были использованы 6 локальных систем координат, которые соответствуют числу сосредоточенных масс. Положения элементов системы в пространстве определяют 8 обобщенных координат q_j [1].

При составлении математической модели ДУПМ как сложной динамической системы было принято ряд допущений [2]: ДУПМ правомерно представить как пространственный шарнирно сочлененный многозвенник с наложенными на него упруговязкими связями; связи, наложенные на колебательную систему ДУПМ - являются стационарными и голономными; элементы ходового оборудования ДУПМ имеют постоянный контакт с грунтом; все звенья расчётной схемы представлены как абсолютно жесткие стержни с сосредоточенными массами; люфты в шарнирах отсутствуют; силы сухого трения в гидроцилиндрах отсутствуют.

Динамические связи, наложенные на звенья системы, характеризуются коэффициентам жесткости С и коэффициентом вязкого трения b.

Точки центров масс S_i совпадают с точками m_i. В точках центров масс приложены силы тяжести, обозначенные на схеме векторами $\vec{G_i}$. На элементы ходового оборудования действуют силы $\vec{F_r}$ (r=1,2). Сила, действующая со стороны ДВС, представлена на расчетной схеме $\vec{F_r}$ (r=3). Реакция от взаимодействия щеточного рабочего органа с обрабатываемой средой представлена силой $\vec{F_r}$ (r=4). Реакция от взаимодействия ковша погрузчика с обрабатываемой средой представлена силой $\vec{F_r}$ (r=5).

При составлении математической модели динамической системы ДУПМ необходимо описать положение элементов в пространстве. Для решения этой задачи был выбран метод однородных координат, который позволяет описывать сложные шарнирно сочлененные схемы и определить любую точку, заданную в системе координат $O_iX_iZ_i$ вектором R_i, представив ее в системе координат $O_{i-1}X_{i-1}Z_{i-1}$ вектором R_{i-1}. Уравнение перехода из одной системы координат в другую будет иметь вид [3]:

$$R_{i-1}=A_i \cdot R_i \,,$$

где A_i – блочная матрица размером 3х3, состоящая из матриц поворота, перемещения и вращения осей координат.

Выражения скоростей элементов системы получены в результате дифференцирования уравнений геометрических связей. Сформированные таким образом уравнения кинематики позволяют определить положение, скорость и ускорение элементов в определенный момент времени как в локальной, так и инерциальной системе координат.

Гидроцилиндры и звенья расчетной схемы образуют четырехзвенный механизм, который может быть представлен четырьмя векторами: $\vec{R}_{0i}$, соединяет начала *i* и *i*-n локальных систем координат; $\vec{R}_{Bu}$, $\vec{R}_{Hu}$ соединяют начала локальных систем координат с точками упруговязкого элемента; $\vec{R}_u$, соединяет концы упруговязкого элемента.

Вектор $\vec{R}_u$ может быть получен следующим образом:

$$\vec{R}_u = \vec{R}_{0i} + \vec{R}_{Bu} - \vec{R}_{Hu} \,.$$

Вектор подвижного конца упруговязкого элемента необходимо перевести в систему координат неподвижного конца [3].

$$\vec{R}_u = \Gamma_u \cdot \vec{R}_{Bu} - \vec{R}_{Hu} \,,$$

где Γ_u – матрица перехода из системы координат *i* подвижного конца упруговязкого элемента в систему координат *i*-n неподвижного конца; $\vec{R}_{Bu}$ – вектор точки координат подвижного конца упруговязкого элемента в системе координат *i*, $\vec{R}_{Hu}$ – вектор точки координат неподвижного конца упруговязкого элемента в системе координат *i*, *u* – номер упруговязкого элемента.

Линеаризация полученных выражений, проведенная методом Тейлора, дала возможность получить уравнения подвижных концов упруговязких элементов [3]:

$$\vec{R}_{Bu} = \sum_{j=1}^{\ell} M_{uj} \cdot q_j \cdot \vec{R}_u \;;$$

$$M_{uj} = \frac{\partial \Gamma_u}{\partial q_j}.$$

Полученные уравнения геометрических связей позволяют составить уравнения динамики системы «ДУПМ – оператор». Для этого используется метод уравнений Лагранжа второго рода. Уравнения движения будут иметь вид [3]

$$\frac{d}{dt} \cdot \left[\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_j}\right] - \frac{\partial K}{\partial q_j} + \frac{\partial P}{\partial q_j} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_j} = Q_j.$$

Кинетическая энергия системы может определяться как сумма кинетических энергий всех подвижных звеньев системы, обладающих инерционными свойствами [2]:

$$K = \sum_{i=1}^{k} \cdot K_i \,.$$

Представив каждое звено как совокупность множества точек с координатами $\vec{R_i}$, заданными в локальной системе координат, и имеющими бесконечно малую массу *dm*, определим кинематическую энергию звена по формуле [3]

$$dK_i = \frac{1}{2} \left|\dot{\vec{R}}_{oi}\right|^2 \cdot dm.$$

С учетом выражения

$$\left|\dot{\vec{R}}_{oi}\right| = tr\left[\dot{\vec{R}}_{0i} \cdot \dot{\vec{R}}_{0i}^{\;T}\right],$$

получим

$$dK_i = \frac{1}{2} \cdot tr\left[V_i \cdot \vec{R_i} \cdot \vec{R}_i^{\;T} \cdot V_i^T\right] \cdot \, dm \,.$$

Полная кинетическая энергия всех звеньев динамической системы будет

$$K = \sum_{i=1}^{k} \frac{1}{2} \cdot tr[V_i \cdot H_i \cdot V_i^T].$$

В результате дифференцирования получим выражение

$$\frac{d}{dt}\left[\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_j}\right] = \sum_{j=1}^{k_j} \sum_{i=1}^{k_i} tr \cdot \left[U_{ij} \cdot H_i \cdot U_{ij}^T\right] \cdot \ddot{q}_j.$$

Потенциальную энергию системы определим как сумму потенциальных энергий звеньев в поле тяготения P_g и потенциальной энергии упругих элементов $P_у$ [1].

$$P = P_у + P_g.$$

Потенциальную энергию в поле сил тяготения P_g для принятой расчетной схемы можно определить по формуле [4]

$$P_g = \sum_{i=1}^{k_i} m_i \cdot g \cdot G^T \cdot T_i \cdot \vec{R}_i \,,$$

где $G = [0 \quad 1 \quad 1]^T$; g – ускорение свободного падения.

Потенциальную энергию упругих элементов $P_у$ определим с помощью уравнений Клайперона [4]:

$$P_{\text{у}} = \frac{1}{2} \cdot \sum_{u=1}^{n} C_u \cdot \lambda_u^2,$$

где C_u – коэффициент упругости *u*-го элемента; λ_u^2– полная деформация *u*-го упругого элемента.

$$P_{\text{у}} = \frac{1}{2} \cdot \sum_{u=1}^{n} C_u \left|\vec{R}_u\right|^2.$$

Для принятых выражений $\vec{R}_0 = T_i + \vec{R}_i$ и $\vec{R}_{Bu} = \sum_{j=1}^{\ell} M_{uj} \cdot q_j \cdot \vec{R}_u$ можно записать

$$P_{\text{у}} = \frac{1}{2} \cdot \sum_{u=1}^{n} tr[Q_u \cdot N_u \cdot Q_u^T],$$

где $N_u = C_u \cdot \left|\vec{R}_u \vec{R}_u^T\right|$; $Q_u = \sum_{u=1}^{n} M_{uj} \cdot q_j$.

Таким образом, уравнение для определения полной потенциальной энергии примет следующий вид [1]:

$$P = \sum_{i=1}^{k_i} m_i \cdot g \cdot G^T \cdot T_i \cdot \vec{R}_i + \frac{1}{2} \cdot \sum_{u=1}^{n} tr[Q_u \cdot N_u \cdot Q_u^T].$$

В результате его дифференцирования получим [1]:

$$\frac{\partial P}{\partial q_j} = \sum_{i=1}^{k_i} m_i \cdot g \cdot G^T \cdot U_{ij} \cdot \vec{R}_i + \sum_{j=1}^{l} \sum_{u=1}^{n} tr\left[M_{uj} \cdot N_u \cdot M_{uj}^T\right]$$

Диссипативная функция системы Ф представлена в виде функции Релея [4]:

$$\Phi = \frac{1}{2} \cdot \sum_{u=1}^{n} b_u \cdot \dot{\lambda}_u^2,$$

где b_u – приведенный коэффициент вязкости *u*-го элемента; $\dot{\lambda}_u$ – скорость деформации *u*-го вязкого элемента.

Для принятой расчетной схемы выражение примет следующий вид:

$$\Phi = \frac{1}{2} \cdot \sum_{u=1}^{n} b_u \cdot \left|\dot{\vec{R}}_u\right|^2 \cdot \dot{\vec{R}}.$$

В результате дифференцирования это выражение примет вид

$$\frac{\partial \Phi}{\partial q_j} = \sum_{u=1}^{n} \sum_{u=1}^{l} tr[W_u \cdot B_u \cdot W_u^T];$$

$$B_u = b_u \cdot \left|\dot{\vec{R}}_u \dot{\vec{R}}_u^T\right|;$$

$$W_u = \sum_{u=1}^{n} M_{uj} \cdot q_j.$$

Внешние силы, воздействующие на рабочий орган и элементы ходового оборудования, представлены в виде вектора-столбца обобщенных сил Q_j, действующих по обобщенным координатам. Элементы вектора-столбца определяются по формуле [4].

$$Q_j = \sum_{r=1}^{m} \sum_{i=1}^{l} \vec{F}_r \frac{\partial \vec{R}_{0r}}{\partial q_j},$$

где $\vec{F}_r$ – силы, приложенные к звеньям расчетной силы; $\vec{R}_{0r}$ – вектор координат точки приложения силы в инерциальной системе координат; m=6.

Для принятой расчетной схемы получим

$$Q_j = \sum_{r=1}^{m} \sum_{i=1}^{l} \vec{F}_r \cdot U_{ij} \cdot \vec{R}_{ir},$$

где $\vec{R}_{ir}$ – вектор координат точки приложения силы в локальной системе координат.

Для описания возмущающих воздействий на ДУПМ со стороны микрорельефа, силовой установки и рабочих органов используются следующие расчетные зависимости [5].

Определить спектральную плотность дисперсии $\mathrm{S}(\omega_{мк})$ можно, зная корреляционную функцию $R(\ell_{мк})$ микрорельефа и используя преобразование Фурье [6].

$$R(\ell_{мк}) = 2\int_0^{\infty} S(\omega_{мк}) \cos(\omega_{мк} \ell_{мк}) d\omega_{мк},$$

$$S(\omega_{мк}) = \frac{1}{\pi} \int R(\ell_{мк}) \cdot \cos(\omega_{мк} \ell_{мк}) d\ell_{мк}.$$

Для дорог с асфальтовым покрытием корреляционная функция $R(\ell_{мк})$ и спектральная плотность $\mathrm{S}(\omega_{мк})$ будут иметь следующий вид:

$$R(\ell_{\text{мк}}) = 0{,}85\, e^{-0.2|\ell|} + 0{,}15\, \mathrm{e}^{-0{,}5\,|\ell|} \cos 0{,}6\ \ell;$$

$$\mathrm{S}(\omega_{МК}) = \frac{0{,}054\, V_{ДУПМ}}{\omega_{МК}^2 + 0{,}04\, V_{ДУПМ}^2} + \frac{0{,}0024\, V_{ДУПМ} (\omega_{МК}^2 + 0{,}36\, V_{ДУПМ}^2)}{(\omega_{МК}^2 \quad 0{,}36\, V_{ДУПМ}^2)^2 + 0{,}0036\, V_{ДУПМ}^2}.$$

Силовые характеристики одного цилиндра рядного или многорядного двигателя определяются по формуле

$$M_j^{\partial}(\alpha_j^{\partial}) = V_{ц}^{\partial}[p_c^{\partial} K^{\partial}(\alpha_j^{\partial}) + p_i^{\partial} S^{\partial}(\alpha_j^{\partial})],$$

где $M_j^{\partial}(\alpha_j^{\partial})$– вращающийся момент двигателя от газовых сил *j*-го цилиндра и функции угла поворота *j*-го кривошипа коленчатого вала (α_j^{∂}); $V_{ц}^{\partial}$ – рабочий объем цилиндра; p_c^{∂}, p_i^{∂} – давление в конце хода сжатия и среднее индикаторное давление рабочего процесса; $K^{\partial}(\alpha_j^{\partial})$, $S^{\partial}(\alpha_j^{\partial})$ – безразмерные силовые характеристики.

При решении задач динамики силовые характеристики ДВС правомерно представлять в виде рядов Фурье. Компоненты амплитудного C_{ν}^{∂} и ψ_{ν}^{∂} фазового спектров определяются по формулам

$$C_{\nu}^{\partial} = \sqrt{(a_{\nu}^{\partial})^2 + (b_{\nu}^{\partial})^2},$$

$$\psi_{\nu}^{\partial} = \operatorname{arctg}(a_{\nu}^{\partial} / b_{\nu}^{\partial}),$$

$$a_{\nu}^{\partial} = \frac{p_i^{\partial} V_{ц}^{\partial}}{m^{\partial}\pi} \cdot \frac{\chi_s^{\partial}[(\xi_s^{\partial})^2 - (\nu^{\partial}/m^{\partial})^2]}{[\xi_s^{\partial} + (\nu^{\partial}/m^{\partial})^2]^2},$$

$$b_{\nu}^{\partial} = \frac{4\nu^{\partial} V_{ц}^{\partial}}{(m^{\partial})^2\pi} \cdot \left(\frac{p_c^{\partial}\chi_k^{\partial}\xi_k^{\partial}}{[\xi_k^{\partial} + (\nu^{\partial}/m^{\partial})^2]^2} + \frac{p_i^{\partial}\chi_s^{\partial}\xi_s^{\partial}}{2[\xi_s^{\partial} + (\nu^{\partial}/m^{\partial})^2]^2} \right).$$

Для расчета силы прижатия щеточного рабочего органа к поверхности асфальтового покрытия используется формула [6]:

$$P = 5{,}3 \cdot 10^2 \cdot d \left(\frac{EJ}{l}\right)^2 \cdot h^{\frac{1}{3}} \cdot z_{В}[1 + 0{,}18(v_{ш} - 2)] accos\left(1 - \frac{h}{R_{ш}}\right),$$

где d и $R_{щ}$ - диаметр прутка и радиус щетки, м; для стального ворса $d = 4 \cdot 10^{-4}$ м, для полимерного ворса $d = 22 \cdot 10^{-4}$ м; l – свободная линия прутка, м; E – модуль упругости материала ворса, Па; для стальной проволоки $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па; J- осевой момент инерции сечения прутка, м^4; h – деформация прутка, м (в зависимости от состояния дорожного покрытия h принимают в пределах 0,01…0,025 м); $z_{В}$ – рабочее число прутков.

Подставив в уравнение Лагранжа второго рода выражения кинетической и потенциальной энергий, диссипативной функции и обобщенных сил, получим систему из 8 дифференциальных уравнений, каждое из которых будет иметь следующий вид [7]:

$$\sum_{j=1}^{k_j}\sum_{i=1}^{k_i} tr \cdot [U_{ij} \cdot H_i \cdot U_{iv}^T] \cdot \ddot{q}_j + \sum_{u=1}^{n}\sum_{j=1}^{l} tr[M_{uj} \cdot B_u \cdot M_{uv}^T] \cdot \dot{q} + \sum_{u=1}^{n}\sum_{j=1}^{l} tr[M_{uj} \cdot N_u \cdot M_{uiv}^T] \cdot q + \sum_{i=1}^{k_i} m_i \cdot g \cdot G^T \cdot U_{ij} \cdot \vec{R}_i = \sum_{r=1}^{m}\sum_{i=1}^{l} \vec{F}_r \cdot U_{ij} \cdot \vec{R}_{ir}.$$

В векторно-матричной форме полученная система уравнений будет иметь следующий вид [3]:

$$A_q \cdot \ddot{\vec{q}} + B_q \cdot \dot{\vec{q}} + C_q \cdot \vec{q} = \vec{Q},$$

где A_q, B_q, C_q – матрицы коэффициентов дифференциальных уравнений размером 8х8; $\ddot{\vec{q}}$, $\dot{\vec{q}}$, $\vec{q}$ – матрицы размером 8х1, представляющие малые значения соответственно ускорений, скоростей и обобщенных координат; $\vec{Q}$ – матрица сил, размером 8х1.

Элементы матриц A_q, B_q, C_q определяются по формулам [8]:

$$a_{j\nu} = \sum_{i=1}^{k_i} tr \cdot [U_{ij} \cdot H_i \cdot U_{i\nu}^T];$$

$$b_{j\nu} = \sum_{u=1}^{n} tr[M_{uj} \cdot B_u \cdot M_{u\nu}^T];$$

$$c_{j\nu} = \sum_{u=1}^{n} tr[M_{uj} \cdot N_u \cdot M_{u\nu}^T].$$

Заключение

Математическая модель сложной динамической системы «возмущающие воздействия–ДУПМ–оператор», представляет собой систему из восьми дифференцированных уравнений II порядка с переменными коэффициентами, которые являются функциями конструктивных параметров и больших значений обобщенных координат. Она с точностью позволяет проводить исследования влияния конструктивных параметров и динамических свойств элементов системы при оказании на нее динамических воздействий.

Библиографический список

1. Корчагин, П.А. Математическая модель динамической системы / П.А. Корчагин / Вестник СибАДИ. –2013. - №4(32) – С. 91-95.
2. Зенкевич, С.Л. Управление роботами. Основы управления манипуляционными роботами [Текст]: учебник для вузов / С.Л. Зенкевич, А.С. Ющенко. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 400 с.
3. Снижение динамических воздействий на одноковшовый экскаватор: Монография / В.С. Щербаков, П.А. Корчагин. - Омск: Изд-во СибАДИ, 2000. – 147 с.
4. Вибрация в технике: справочник. В 6-ти Т. / ред. В.Н. Челомей. Т.6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. – 456 с.
5. Афанасьев, В.Л. Статистические характеристики микропрофилей автомобильных дорог и колебаний автомобиля / В.Л.Афанасьев, А.А. Хачатуров // Автомобильная промышленность. – 1966. – №2. – С. 21-23.

6. Артемьев, К.А. Дорожные машины: в 2 частях. Ч II. Машины для устройства дорожных покрытий. Учебник для вузов / А.К. Артемьев, Т.В. Алексеева, В.Г. Белокрылов и др. – М.: Машиностроение, 1982. -396 с.
7. Пол, Р. Моделирование, планирование траекторий и управление движением робота-манипулятора: пер. с англ. / Р. Пол. – М.: Наука, 1976. – 104 с.
8. Робототехника и гибкие автоматизированные производства: в 6т. Т. 5. Моделирование робототехнических систем и гибких автоматизированных производств /под ред. И.М. Макарова. – М.: Высш. шк., 1986.– 175 с.

ATHEMATICAL MODEL OF THE COMPLEX DYNAMIC SYSTEM "PERTURBATION INFLUENCES-MACHINE- OPERATOR"

P.A. Korchagin, I.A. Teterina

Abstract. The authors describe a mathematical model of the dynamic system "perturbation influences-machine- operator". There is presented a design scheme of a road sweeping machine (RSM) on the basis of MTZ-80. There is carried out a method of forming dynamic equation for complex dynamic systems "perturbation influences-machine- operator". Also the article reflects calculation dependences for determining perturbation dependences from the direction of micropattern, power installation and brush-type operating device.

Keywords: mathematical model, road sweeping machine, vibration protection.

References

1. Korchagin P.A. Matematicheskaja model' dinamicheskoj sistemy [Mathematical model of a dynamic system]. *Vestnik SibADI,* 2013, no 4(32). pp. 91-95.
2. Zenkevich S.L., Yushchenko A.S. *Upravlenie robotami. Osnovy upravlenija manipuljacionnymi robotami* [Robot control. Fundamentals of controlling manipulation robots: textbook for universities].Moscow, Izd-vo MGTU im. N. Uh. Bauman, 2000. 400 p.
3. *Snizhenie dinamicheskih vozdejstvij na odnokovshovyj jekskavator: Monografija* [The reduction of dynamic effects on a single-bucket excavator]. V. S. Shcherbakov, P. A. Korchagin. Omsk: Publishing Services, 2000. 147 p.
4. *Vibracija v tehnike: spravochnik* [Vibration in technique: Handbook]. In 6 Vols / ed. by V. N. Chelomey. T. 6. Protection from vibration and impacts. edited by K. V. Frolov. Moscow, Mashinostroenie, 1981. 456 p.
5. Afanasiev V.L. Khachaturov A.A. *Statisticheskie harakteristiki mikroprofilej avtomobil'nyh dorog i kolebanij avtomobilja* [Statistical characteristics of microprofiles of motor roads and automobile's vibration.] *Automotive*, 1966, no 2. pp. 21-23.
6. Artemyev K.A. Alekseeva T.V., Belokrylov V.G. *Dorozhnye mashiny: v 2 chastjah. Ch II. Mashiny dlja ustrojstva dorozhnyh pokrytij. Uchebnik dlja vuzov* [Road machinery: in 2 parts. P II. Machines for road covering]. Moscow, Mashinostroenie, 1982.396 p.
7. Paul R. [Modeling, trajectory planning and motion control of a robot manipulator]. R. Paul. Moscow, Nauka, 1976. 104 p.
8. *Robototehnika i gibkie avtomatizirovannye proizvodstva* [Robotics and flexible automated production: in 6 volumes. Vol. 5. Simulation of robotic systems and flexible automated production] ed. by I. M. Makarov. Moscow, Higher. Sch., 1986. 175 p.

Корчагин Павел Александрович (Россия, г. Омск) – доктор технических наук, профессор кафедры «Механика» ФГБОУ ВПО «СибАДИ». (644080, г. Омск, пр. Мира, 5, e-mail: korchagin_pa@mail.ru).

Тетерина Ирина Алексеевна (Россия, г. Омск) – аспирантка кафедры «Механика», ФГБОУ ВПО «СибАДИ». (644080, г. Омск, пр. Мира, 5, e-mail: teterina_ia@sibadi.org).

Korchagin Pavel Aleksandrovich (Russian Federation, Omsk) – doctor of technical sciences, professor of the department "Mechanics" of the Siberian State Automobile and Highway academy (SibADI). (644080, Omsk, 5 Mira st., email: korchagin_pa@mail.ru).

Teterina Irina Alekseevna (Russian Federation, Omsk) – graduate student of the department "Mechanics" of the Siberian State Automobile and Highway academy (SibADI). (644080, Omsk, 5 Mira st., email: teterina_ia@sibadi.org).

УДК 681.51:621.878

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ПОГРУЖЕНИЕМ ВИНТОВОЙ СВАИ

И.В. Лазута, Е.Ф. Лазута
ФГБОУ ВПО «СибАДИ», Россия, г. Омск.

Аннотация. *Значительное внимание в исследованиях системы автоматического управления погружением винтовой сваи уделяется конструктивным параметрам системы. Авторами приводятся статические характеристики выходных параметров системы и устанавливаются границы изменения конструктивных параметров системы. Также проводится анализ качества регулирования системы, обосновываются исследуемые параметры и устанавливаются зависимости качества регулирования и эффективности погружения сваи от исследуемых параметров.*