

УДК 631.316.6 + 631.319.2

## АВТОКОЛЕБАНИЯ И СНИЖЕНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ НАГРУЗОК САМОУСТАНОВЛИВАЮЩИХСЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ КУЛЬТИВАТОРА

<sup>1</sup>Анутов Р.М., <sup>2</sup>Котельников В.Я., <sup>3</sup>Козьявин А.А., <sup>2</sup>Котельников А.В.,

<sup>1</sup>Тищенко Д.Е., <sup>2</sup>Серебровский В.В.

<sup>1</sup>Грязинский культиваторный завод, Грязи;

<sup>2</sup>Юго-Западный госуниверситет, Курск;

<sup>3</sup>КГСХА, Курск, e-mail: rotor9090@mail.ru

Даны исследования технологических параметров кинематики автоколебаний и вибрационная защита шарнирных рабочих органов культиватора, механико-математическое моделирование вибрационных нагрузок и оценка виброзащиты рамных конструкций комбинированных машин.

**Ключевые слова:** культиваторы, резонансные нагрузки, виброзащита

## SELF-SUSTAINED VIBRATIONS AND DECREASE OF RESONANT LOADS OF SELF-EXCITED WORKING TOOLS OF CULTIVATOR

<sup>1</sup>Anutov R.M., <sup>2</sup>Kotelnikov V.Y., <sup>3</sup>Kozyavin A.A., <sup>2</sup>Kotelnikov A.V.,

<sup>1</sup>Tishchenko D.E., <sup>2</sup>Serebrovski V.V.

<sup>1</sup>Gryazinsky cultivator plant, mud;

<sup>2</sup>Southwestern State University, Kursk;

<sup>3</sup>KGSKHA, Kursk, e-mail: rotor9090@mail.ru

The article is about the research of kinematics' parameters of self-sustained vibrations and vibration protection of pin-joint working tools of cultivator, mechanics and Mathematical Modeling vibration and evaluation of vibration protection frame structures combined machines.

**Keywords:** cultivators, resonant loads, vibration protection

### Механико-математическое моделирование вибрационных нагрузок и оценка виброзащиты рамных конструкций комбинированных машин

Современные комбинированные машины выпускают в различных модификациях, включая прицепные, навесные и полунавесные. Они являются сложными агрегатами, выполняющими различные технологические процессы обработки почвы, посев, внесение химических реагентов и др. Они снабжены различными приводами, жестко соединенными с тракторами навесками, работающими на повышенных скоростях.

Особенность работы комбинированных машин состоит в том, что в процессе выполнения рабочего процесса они получают неравномерную нагрузку от рельефа, вращающихся массивных неуравновешенных роторов, тракторного двигателя и др. Вследствие этого в опорах и исполнительных рабочих органах возникают неравномерные знакопеременные нагрузки, вибрации, которые передаются несущим конструкциям, опорным узлам и на рабочее место тракториста.

У комбинированных агрегатов совместно с трактором динамическая неуравновешенность и вибрационные нагрузки влияют на состояние здоровья тракториста, нарушают технологический процесс, вызывают усталостные напряжения, разрушение и поломку деталей и узлов. Частота возбужде-

ния колебаний от двигателя и неуравновешенных узлов исполнительных механизмов равна

$$\Omega = n\Theta,$$

где  $n$  – число оборотов двигателя, неуравновешенного ротора, внешней нагрузки, или частота колебаний рабочего органа;  $\Theta$  – порядок возбуждения.

Гармоники возбуждения от инерционных сил и движущихся частей имеют порядок, кратный числу оборотов двигателя или ротора. У гидравлических исполнительных механизмов они кратны половине числа оборотов, у роторов – передаточному отношению приводов от источника вибрации. Устранение опасных вибраций статической и динамической балансировкой вращающихся частей оказывается недостаточной и требует дополнительных мер, например, гашения их при помощи поглощающих энергию упругих элементов. Практика эксплуатации машин и теоретические исследования показывают, что давление на опоры снижаются при уменьшении частоты собственных колебаний по сравнению с частотой возбуждения. Расчет виброгашения содержит определение собственных частот с учетом принципа малых виртуальных перемещений. Положение центра тяжести агрегата в пространстве в любой момент времени определяется тремя перемещени-

ями вдоль осей координат и тремя поворотами  $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$  вокруг этих же осей. Исходя из условия динамического равновесия, уравнения движения центра масс агрегата имеют вид:

$$\begin{aligned} P_x &= m\xi_x \omega^2 = 0; \\ P_y &= m\xi_y \omega^2 = 0; \\ P_z &= m\xi_z \omega^2 = 0; \\ M_x &= m\varphi_x \rho_x^2 \omega^2 = 0; \\ M_y &= m\varphi_y \rho_y^2 \omega^2 = 0; \\ M_z &= m\varphi_z \rho_z^2 \omega^2 = 0, \end{aligned}$$

где  $P_x, P_y, P_z, M_x, M_y, M_z$  – наибольшие амплитудные значения упругих сил и их моментов;  $\xi_x, \xi_y, \xi_z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$  – наибольшие амплитудные значения перемещений центра масс комбинированного агрегата в направлении осей координат и его угловых перемещений относительно осей координат;  $\omega$  – круговая

частота;  $\rho_x^2 = \frac{I_x}{m}$ ;  $\rho_y^2 = \frac{I_y}{m}$ ;  $\rho_z^2 = \frac{I_z}{m}$  – квадраты радиусов моментов инерции агрегата;  $m$  – масса агрегата.

В качестве виброгасителя рабочих органов комбинированного агрегата взяты резиновые втулки, надетые на жесткие пальцы, установленные по плоскости симметрии рабочих органов.

Соотношения между координатами центра тяжести и перемещениями точки крепления виброгасителей определяются уравнениями по трем осям координат:

$$\begin{aligned} S_{ix} &= \xi_x - z_i \varphi_y + y_i \varphi_z; \\ S_{iy} &= \xi_y + z_i \varphi_x + x_i \varphi_z; \\ S_{iz} &= \xi_z - y_i \varphi_x + x_i \varphi_y, \end{aligned}$$

где  $S_{ix}, S_{iy}, S_{iz}$  – компоненты полных перемещений;  $x_i, y_i, z_i$  – координаты 1-го виброгасителя.

Уравнение потенциальной энергии системы с  $n$  виброгасителями комбинированного агрегата имеет вид

$$\Pi_n = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (k_{ix} S_{ix}^2 + k_{iy} S_{iy}^2 + k_{iz} S_{iz}^2),$$

где  $k_{ix}, k_{iy}, k_{iz}$  – упругие жесткости 1-го элемента в направлении осей  $Ox, Oy, Oz$ .

Значения упругих сил  $P_x, P_y, P_z$  и моментов сил  $M_x, M_y, M_z$  относительно пространственных осей координат можно представить в виде функции перемещений, определяемой из уравнений частной производной от потенциальной энергии системы по обобщенной координате:

$$\frac{\partial \Pi_n}{\partial q_i} = 0;$$

$$q_i = \xi_x, \xi_y, \xi_z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z.$$

и уравнений перемещений

$$\begin{aligned} (a_{11} - \delta)\xi_x - a_{15}\varphi_y + a_{16}\varphi_z &= 0; \\ (a_{22} - \delta)\xi_y - a_{24}\varphi_x + a_{26}\varphi_z &= 0; \\ (a_{33} - \delta)\xi_z - a_{34}\varphi_x + a_{35}\varphi_y &= 0; \\ a_{42}\xi_y - a_{43}\xi_z + (a_{44} - \delta\rho_x^2)\varphi_x - a_{45}\varphi_y - a_{46}\varphi_z &= 0; \\ -a_{51}\xi_x + a_{53}\xi_z - a_{54}\varphi_x + (a_{55} - \delta\rho_y^2)\varphi_y - a_{56}\varphi_z &= 0; \\ a_{61}\xi_x - a_{62}\xi_y - a_{64}\varphi_x - a_{65}\varphi_y + (a_{66} - \delta\rho_z^2)\varphi_z &= 0. \end{aligned}$$

Компоненты последней формулы имеют значения:

$$\begin{aligned} a_{11} &= \sum k_{ix}; \quad a_{15} = a_{51} = \sum k_{ix} z_i; \\ a_{26} &= a_{62} = \sum k_{iy} x_i; \quad a_{22} = \sum k_{iy}; \\ a_{16} &= a_{61} = \sum k_{ix} y_i; \quad a_{34} = a_{43} = \sum k_{iz} y_i; \\ a_{33} &= \sum k_{iz}; \quad a_{24} = a_{42} = \sum k_{iy} z_i; \\ a_{35} &= a_{53} = \sum k_{iz} y_i; \quad a_{45} = a_{54} = \sum k_{iz} x_i y_i; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} a_{44} &= \sum (k_{ix} z_i^2 + k_{iz} y_i^2); \\ a_{46} &= a_{64} = \sum k_{iy} x_i z_i; \\ a_{55} &= \sum (k_{ix} z_i^2 + k_{iz} x_i^2); \\ a_{56} &= a_{65} = \sum k_{ix} y_i z_i; \\ a_{66} &= \sum (k_{iy} x_i^2 + k_{iz} y_i^2). \end{aligned} \quad (1)$$

Решая определитель при  $\xi_x, \xi_y, \xi_z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$  не равном нулю

$$\Delta = \begin{vmatrix} a_{11} - \delta & 0 & 0 & 0 & -a_{15} & a_{16} \\ 0 & a_{22} - \delta & 0 & a_{24} & 0 & -a_{24} \\ 0 & 0 & a_{33} - \delta & -a_{34} & a_{35} & 0 \\ 0 & a_{42} & -a_{43} & a_{44} - \delta \rho_x^2 & -a_{45} & a_{46} \\ -a_{51} & 0 & a_{53} & -a_{54} & a_{55} - \delta \rho_y^2 & -a_{56} \\ a_{61} & -a_{62} & 0 & -a_{64} & -a_{65} & a_{66} - \delta \rho_z^2 \end{vmatrix} = 0$$

Получим уравнение шестого порядка относительно  $\delta$  в виде

$$\delta^6 - D_1 \delta^5 + D_2 \delta^4 - D_3 \delta^3 + D_4 \delta^2 - D_5 \delta + D_6 = 0.$$

Шесть корней алгебраического этого уравнения определяют частоту собственных колебаний агрегата в виде

$$\omega = \sqrt{\frac{\delta_i}{m}},$$

где  $i = 1, 2, \dots, 6$ .

При наличии симметрии установки на раме агрегата виброгасителей определение коэффициентов  $D_i$  и частот  $\omega_i$  собственных колебаний не представляет затруднений.

Резиновые элементы в виде объемных втулок с ограничителями обладают ценным качеством в отношении амортизации, гашения вибрации рабочих органов и виброзащиты подвижных узлов машины ввиду низкого модуля упругости и высокого гистерезиса резины.

Одним из основных факторов, обуславливающих эксплуатационную надежность рамкомбинированного агрегата, является достаточная прочность ее узлов и деталей. Однако при излишнем запасе прочности имеет место большой расход материалов,

применяемых для изготовления агрегатов, а также увеличивается вес машины, что сопряжено с повышением усилия на ее перекачивание.

Размеры сечений деталей агрегата должны быть такими, чтобы обеспечивалась необходимая их прочность и долговечность, а иногда и жесткость. При этом затрата материала должна быть минимальной. Такие размеры сечений деталей называются оптимальными. Они могут быть получены путем эмпирического подбора или предварительного расчета с последующей проверкой в эксплуатационных условиях. Второй путь является более эффективным: он требует меньшей затраты времени и материальных средств.

Для того чтобы получить требуемые размеры расчетных сечений машиностроительных конструкций, необходимо знать величину и характеристику внешних сил, действующих на данную деталь, и подставив их в расчетные уравнения, определить искомые неизвестные параметры культиватора.