

УДК 621.831:614.84

Б.М. Крук, Н.Г. Стадниченко, О.А. Гурин, А.М. Скребец

Харьковский университет Воздушных Сил имени Ивана Кожедуба, Харьков

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ МАШИНЫ ДЭ-226 ДЛЯ ОЧИСТКИ ОТ СНЕГА ВЗЛЕТНО-ПОСАДОЧНЫХ ПОЛОС

В статье построена математическая модель колебательной системы "машина-ротор-водитель" применительно к машине ДЭ-226, широко используемой для очистки от снега взлетно-посадочных полос, а так же при ликвидации чрезвычайных ситуаций. Получены искомые значения виброскоростей и виброускорений кабины водителя с целью создать для водителя нормальные, санитарные и эргономические условия работы.

**Ключевые слова:** колебательная система, ротор, виброскорость, виброускорение, баланс, ось инерции, виброизоляция.

### Вступление

**Постановка проблемы и анализ литературы.** Шнекороторный снегоочиститель ДЭ-226 на базе Урал-4320-41 (рис. 1), предназначен для очистки от снега автомагистралей, взлетно-посадочных полос, рулежных дорожек, мест стоянок самолетов, а так же для ликвидации чрезвычайных ситуаций и их последствий [1].



Шнекороторный снегоочиститель ДЭ-226 на базе Урал-4320-41

Шнекороторный снегоочиститель ДЭ-226 построен по двухмоторной схеме: привод механизма передвижения осуществляется от двигателя базового автомобиля, а привод оборудования – от дополнительного двигателя, установленного за кабиной.

Рабочий орган расположен в передней части автомобиля и состоит из однороторного метательного аппарата и двухшнекового питателя, смонтированных в общем корпусе, снабжённом горизонтальными и вертикальными ножами для подрезания и обрушения снега. Метательный аппарат представляет собой 6-лопастный ротор. Ротор заключён в кожух, снабжённый выносным патрубком, устанавливаемым в заданное положение с помощью гидроцилиндров, что позволяет менять направление выброса снега. Шнековый питатель состоит из двух горизонтально расположенных друг над другом однозахват-

ных шнеков, выполненных из пустотелых труб, на которых навиты винтовые лопасти с правым и левым направлением спирали. Рабочий орган в работе опирается на две шарнирно установленные и регулируемые по высоте лыжи.

Сложная динамика этой машины, особенно во время эксплуатации, выдвигает на первый план исследование колебательной системы "ДЭ-226 -ротор-водитель" с целью создать для водителя нормальные санитарные и эргономические условия работы.

Для этого необходимо разработать математическую модель колебательной системы "машина-ротор-человек" с определением реальных параметров виброскорости (виброперемещений, виброускорений) с последующей критериальной оценкой.

**Анализ литературных источников** [1 – 7] показывает, что данная проблематика актуальна, практически полезна и для машин очистной и аварийно-спасательной техники не решена в окончательном виде.

**Целью статьи** служит разработка математической модели динамической колебательной системы "машина ДЭ-226-ротор-водитель" для обеспечения нормальных санитарных и эргономических условий работы водителя при выполнении очистных работ.

### Основная часть

Во время работы ДЭ-226, при наличии неуравновешенных динамических сил в его элементах возникают периодические, незатухающие вынужденные колебания. При определении параметров вибрации, которые влияют на работоспособность водителя, необходимо учитывать значения неуравновешенности в таких основных вращающихся узлах, как фреза, метатель (ротор).

В основном машина состоит из двух сборных единиц – рамы с колёсами и навешенными на ней узлами и оборудованием и кабины с находящимся в ней водителем. При изучении колебаний машины достаточно рассмотреть их относительно рамы, считая ее твердым телом, с которым жестко соединен, расположенный на ней ротор.

Рама находится в состоянии покоя на двух сравнительно упругих опорах. Одной из опор являются передние колеса с пневматическими шинами, опирающимися на почву, которую при малых деформациях можно приближённо считать как упругую.

Второй опорой являются задние колеса с пневматическими шинами, которые также опираются на почву. Приведенный коэффициент жесткости состоит из двух жесткостей (пневматики и грунта), соединенных последовательно. Положение рамы, как всякого твёрдого тела, может быть определено в любой момент времени шестью независимыми между собой параметрами (обобщёнными координатами –  $(x_s, y_s, z_s, \varphi, \psi, \theta)$ ).

Приближенно раму машины можно рассматривать как твердое тело, совершающее плоскопараллельное движение по отношению к некоторой неподвижной плоскости. В качестве такой плоскости примем вертикальную плоскость, параллельно которой совершает движение продольная плоскость симметрии рамы, принадлежащая самой раме. С целью упрощения рассмотрения системы значениями колебаний машины поперечной и горизонтальной плоскостях можно пренебречь (значения вибрации на рабочем месте водителя в горизонтальных плоскостях  $x, y$  не превышают допустимых). Для снижения вибрационного воздействия, передающегося от рамы на рабочее место водителя, между корпусом кабины машины и рамой устанавливаются виброизоляторы, которые являются гасителем колебаний. Также имеется под сидением водителя дополнительный изолятор от вибрации, представленный в виде амортизатора-виброгасителя колебаний. Одним из основных источников вынужденных динамических колебаний машины является несбалансированный ротор [2, 3, 7], который жестко присоединен к раме (или панелям) машины, с помощью подшипников качения.

Рассмотрим динамическую модель трёхмассовой системы, соответствующей схеме машины, которая изображена на рис. 2.

На рисунке введены следующие обозначения:

$t, t_1, t_2, t_3$  – соответственно массы ротора, машины, кабины машины и водителя с сидением (кг). Значения  $t, t_1, t_2$  берем из справочных данных [3, 4]: ( $t=400$  кг,  $t_1=13440$  кг,  $t_2=506$  кг), а массу  $t_3$ , в соответствии с ГОСТ-25571-82, принимаем  $t_3=73,5$  кг;

$c_1, c_2, c_3$  – соответственно жёсткости резиновых покрышек, резиновых виброизоляторов кабины, сидения водителя (Н/м).

Значения  $c_1, c_2, c_3$  берем из справочных данных [3, 4]: ( $c_1=180 \cdot 10^3, c_2=6,8 \cdot 10^6, c_3=6520,1$  Н/м);

$z_1, z_2, z_3$  – вертикальные перемещения при колебаниях соответственно машины, кабины, сиденья (м);

$\omega$  – угловая скорость ротора (берем из справочных данных  $\omega = 51,2 - 95,4$  рад/с [4]);

$r$  – радиус ротора (берем из справочных данных  $r=0,383$  м [4]);

$D$  – дисбаланс ротора.

Эту динамическую модель рассмотрим как две взаимосвязанные системы:

первая – "рама с ротором – кабина";

вторая – "кабина – человек".

Рассмотрим первую систему.

Машины ДЭ-226 работают в условиях, когда на них, в процессе работы, воздействуют различные факторы, вызывающие колебания всей системы машины.

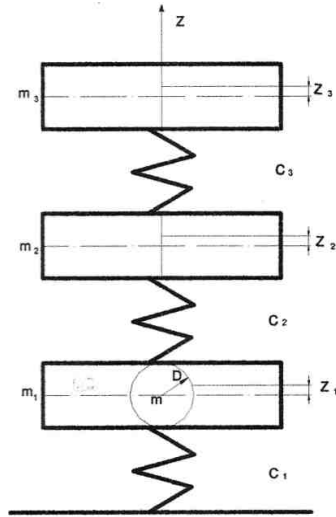


Рис. 2. Динамическая модель машины ДЭ-226

Каждую из этих систем можно рассматривать как связанную механическую систему, которая находится под действием переменных сил и во многих случаях принимает колебательный характер. Эти силы возникают под действием на машину и её отдельные элементы неуравновешенных сил инерции движущихся масс, различных узлов и механизмов и несут закономерный характер, который зависит от распределения и величин движущихся масс и их скоростей.

Ротор – находится в состоянии динамического равновесия, характеризуемым равенством нулю суммы всех неуравновешенных сил и суммы всех моментов этих сил:

$$\sum \bar{F}_i = \sum \bar{m}_i \bar{r}_i \omega^2 = m_{\text{рот.}} \bar{e}_{\text{ст.}} \omega^2 = 0; \quad (1)$$

$$\sum \bar{M}_i = \sum [\bar{l}_i \cdot \bar{F}_i] = \sum m_i [\bar{l}_i \cdot \bar{r}_i] \cdot \omega^2 = 0, \quad (2)$$

где  $\bar{F}_i$  – неуравновешенная сила от  $i$ -той массы (Н);  $\bar{m}_i$  –  $i$ -тая масса (кг);  $m_{\text{рот.}}$  – масса ротора (кг);  $\bar{e}_{\text{ст.}}$  – эксцентриситет  $i$ -той массы, который принимаем 0,02 мм в соответствии с ГОСТ-22061-76 [5];  $\bar{M}_i$  – момент неуравновешенной силы  $\bar{F}_i$  относительно центра массы  $m_{\text{рот.}}$  (Н м);  $l_i$  – расстояние центра  $i$ -той массы на плечо неуравновешенной силы от центра масс ротора (м).

Изготовление цапф, установка подшипников в опоры всегда осуществляется с радиальными и угловыми погрешностями относительно главной центральной оси инерции вращающегося тела. В таком

случае подшипниковые опоры вынуждают ротор вращаться вокруг другой оси ротора, которая не совпадает с его главной центральной осью инерции. В результате этого ротор станет в общем случае динамически неуравновешенным, т.е. есть нарушаются равенства (1) и (2) [2, 3, 6, 7].

Параллельное смещение оси такого ротора относительно его главной центральной оси инерции будет определять статическую неуравновешенность ротора, которая характеризуется неравенством:

$$\sum \bar{F}_i = m_{\text{рот.}} \cdot \bar{e}_{\text{ст.}} \cdot \omega^2 \neq 0; \quad (3)$$

Угол между осью ротора и его главной центральной осью инерции будет вызывать моментную неуравновешенность, определяемую неравенством:

$$\sum \bar{M}_i = \sum m_i [\bar{l}_i \cdot \bar{r}_i] \cdot \omega^2 \neq 0. \quad (4)$$

Разделив выражения (3) и (4) на  $\omega^2$ , получим:

$$\frac{\sum \bar{F}_i}{\omega^2} = \sum \bar{D}_i = m_{\text{рот.}} \cdot \bar{e}_{\text{ст.}} = \bar{D}_{\text{ст}} \neq 0; \quad (5)$$

$$\frac{\sum \bar{M}_i}{\omega^2} = \bar{M}_D = [\bar{L} \cdot \bar{D}_M] \neq 0; \quad (6)$$

где  $\bar{D}_{\text{ст}}$  – главный вектор дисбаланса ротора;  $\bar{M}_D$  – главный момент дисбалансов ротора;  $\bar{L}$  – расстояние между опорами, в соответствии с конструктивными данными ( $L = 1,4\text{м}$ );  $\bar{D}_M$  – пара дисбалансов.

Найдя численные значения дисбаланса и момента дисбаланса, приложенного к центру роторного барабана  $F = 72,2\text{Н}$ ;  $D_{\text{ст}} = 0,008\text{кг м}$  и  $M = 0,5FL = 50,5\text{Н м}$ , определим момент дисбаланса:

$$M_D = \frac{M}{\omega^2} = 0,0055, \left[ \frac{\text{Н м с}}{\text{рад}} \right]. \quad (7)$$

Моментный дисбаланс в плоскости, перпендикулярной оси вращения и приложенный к одной из опор, вычисляемый по формуле:

$$D_{M(A)} = \frac{M_D}{L}, \left[ \frac{\text{Н с}}{\text{рад}} \right], \quad (8)$$

будет равен:  $D_{M(A)} = 0,0039 \frac{\text{Н с}}{\text{рад}}$ .

Найдём статический дисбаланс, приложенный к одной из опор:

$$D_{\text{ст}(A)} = D_{\text{ст}} \frac{L_{(A)}}{L}, [\text{кгм}], \quad (9)$$

где  $L_{(A)}$  – расстояние от центра ротора до опоры (A).

$$(L_{(A)} = 0,5L = 0,7\text{м}).$$

После подстановки численных значений имеем

$$D_{\text{ст}(A)} = 0,004\text{кг} \cdot \text{м}.$$

Чтобы найти суммарный дисбаланс ротора приложенный к одной из опор, необходимо сложить

векторы статического дисбаланса и моментного дисбаланса, т.е.:

$$\bar{D}_{(A)} = \bar{D}_{\text{ст}(A)} + \bar{D}_{M(A)}. \quad (10)$$

В нашем случае  $D_A = 0,0055 \text{ кг м}$ .

Обобщенная сила  $\theta(t)$ , которая передает возмущающее воздействие от ротора на машину, определяется выражением:

$$\theta(t) = D_{(A)} \omega^2 \cdot \cos \omega t = m_{\text{рот.}} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t. \quad (11)$$

Из кинестатики известно, что если на тело действуют свободные силы, которые лежат в одной плоскости, то для того, чтобы система находилась в состоянии покоя или равномерного прямолинейного движения, должны обращаться в ноль сумма проекций всех сил на ось  $O_x$ , сумма проекций всех сил на ось  $O_y$ , сумма моментов всех сил относительно оси вращения, перпендикулярной плоскости действия сил.

Если на систему тел не действуют внешние силы, то сумма импульсов тел системы остается постоянной по величине и направлению. Но машина взаимодействует с внешними силами, которые оказывают влияние на его работу. Тогда по закону о сохранении энергии, увеличение или уменьшение энергии нашей незамкнутой системы равняется соответственно уменьшению или увеличению энергии взаимодействующих с ней тел. Энергия тела может быть представлена как кинетической энергией, так и потенциальной с различными численными значениями. Но сумма кинетической и потенциальной энергии должна равняться полной механической энергии системы, которая является постоянной величиной:

$$E_{\text{мех}} = E_{\text{кин}} + E_{\text{пот}} = \text{const}, \quad (12)$$

где

$$E_{\text{кин}} = \frac{m\mathcal{G}^2}{2}; \quad (13)$$

$$E_{\text{пот}} = mgh; \quad (14)$$

$g$  – ускорение свободного падения ( $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ );  $m$  – масса системы, кг;  $h$  – высота подъёма, м.

Для нашего случая:

$$E_{\text{кин}} = \frac{m_1 z_1^2}{2} + \frac{m_2 z_2^2}{2}; \quad (15)$$

$$E_{\text{пот}} = \frac{c_1 z_1^2}{2} + \frac{c_2 (z_2 - z_1)^2}{2}. \quad (16)$$

Составляя для рассматриваемой системы уравнения Лагранжа 2 рода:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E_{\text{кин}}}{\partial \dot{g}_i} - \frac{\partial E_{\text{кин}}}{\partial g_i} = \theta_i, \quad (17)$$

где  $E_{\text{кин}}$  – кинетическая энергия системы;  $g_i$  – обобщающие координаты;  $\theta_i$  – обобщенная сила;  $i$  – число степеней свободы.

Для нашей динамической модели получим:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_{\text{кин}}}{\partial \dot{z}_1} \right) - \frac{\partial E_{\text{кин}}}{\partial z_1} + \frac{\partial E_{\text{пот}}}{\partial z_1} &= \theta(t); \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_{\text{кин}}}{\partial \dot{z}_2} \right) - \frac{\partial E_{\text{кин}}}{\partial z_2} + \frac{\partial E_{\text{пот}}}{\partial z_2} &= 0. \end{aligned} \quad (18)$$

Подставляя в данные уравнения значение возмущающей силы  $\theta(t)$ , а также значения  $E_{\text{кин}}$  и  $E_{\text{пот}}$ , определяемые соотношениями (14) и (15), получим следующие уравнения:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial \left( \frac{m_1 z_1^2}{2} + \frac{m_2 z_2^2}{2} \right)}{\partial \dot{z}_1} \right) - \frac{\partial \left( \frac{m_1 z_1^2}{2} + \frac{m_2 z_2^2}{2} \right)}{\partial z_1} + \\ + \frac{\partial \left( \frac{c_1 z_1^2}{2} + \frac{c_2 (z_2 - z_1)^2}{2} \right)}{\partial z_1} &= D; \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial \left( \frac{m_1 z_1^2}{2} + \frac{m_2 z_2^2}{2} \right)}{\partial \dot{z}_2} \right) - \frac{\partial \left( \frac{m_1 z_1^2}{2} + \frac{m_2 z_2^2}{2} \right)}{\partial z_2} + \\ + \frac{\partial \left( \frac{c_1 z_1^2}{2} + \frac{c_2 (z_2 - z_1)^2}{2} \right)}{\partial z_2} &= 0. \end{aligned} \quad (19)$$

Для сокращения записи обозначим:

$$b_1 = \frac{c_1 + c_2}{m_1}; \quad b_2 = \frac{c_2}{m_1}; \quad b_3 = \frac{c_2}{m_2}; \quad b_4 = D_{M(A)} \omega^2. \quad (20)$$

Тогда уравнения (19) примут вид:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_1 + b_1 z_1 - b_2 z_2 &= b_4 \cos \omega t; \\ \ddot{z}_2 - b_3 z_1 + b_3 z_2 &= 0. \end{aligned} \quad (21)$$

Кабина машины соединена с рамой с помощью прорезиненных виброизоляторов, которые расположены в соответствии со схемой, приведенной на рис. 3 [4, 5]. Жёсткость виброизоляторов в вертикальном направлении при поступательном движении определяется из выражения:

$$C_z = \sum_1^n C_{z_i}. \quad (22)$$

Жёсткость  $C_z$  соответствует  $c_2$  – связь рамы с кабиной и равна  $6,8 \cdot 10^6$  Н/м.

Определим результирующее значение жесткости кабины в трёх плоскостях движения. Жесткость для четырёх прорезиненных виброизоляторов, расположенных по краям кабины, определяемая формулой:

$$K_z = 4c_z(a^2 + l^2), \quad (23)$$

где  $c_z$  – жесткость одного амортизатора ( $c_z = 1,7 \times 10^5$  кгс/м);  $a$  – половина ширины кабины ( $a = 0,48$  м);  $l$  – половина длины кабины ( $l = 0,4925$  м), будет равна  $K_z = 3,2 \times 10^5$  Н м /рад.

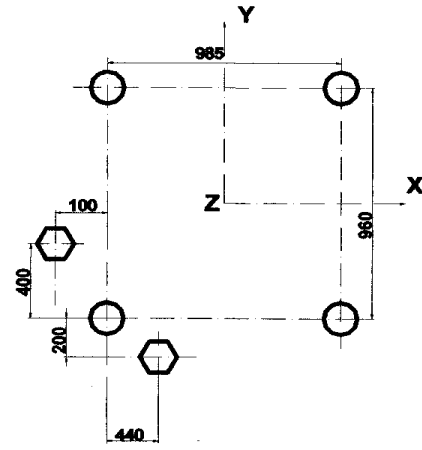


Рис. 3. Схема размещения резиновых виброизоляторов под кабиной водителя машины ДЭ-226

Определим жёсткость кабины по осям  $O_x$  и  $O_y$  соответственно по формулам:

$$K_x = b_1^2 c; \quad K_y = K_1^2 c, \quad (24)$$

где  $b_1^2$ ;  $K_1^2$  – расстояния от бокового и заднего резинового виброизолятора до центра кабины  $i$ -го виброизолятора. Они будут равны  $K_x = 690,1$  Нм/рад,  $K_y = 495,3$  Нм/рад.

Определим результирующее значение жесткости кабины по всем трем осям, сложив их векторно,  $K_{xy} = 849,4$  (Нм/рад.);  $K_{xyz} = 3,3 \cdot 10^5$  (Нм/рад.), т.е. результирующая жесткость кабины составляет  $K_{xyz} = 3,3 \cdot 10^5$  Н м /рад.

Наибольшее влияние на кабину машины оказывают вынужденные колебания от работы неуравновешенного ротора. Для определения этих колебаний найдём частные решения дифференциальных уравнений (19) в виде:

$$z_1 = A_1 \cos \omega t; \quad z_2 = A_2 \cos \omega t. \quad (25)$$

где  $A_1$  и  $A_2$  – соответственно амплитуды комбайна и кабины, имеющих массы  $m_1$  и  $m_2$ .

Определим их вторые производные:

$$\ddot{z}_1 = -A_1 \omega^2 \cos \omega t, \quad \ddot{z}_2 = -A_2 \omega^2 \cos \omega t. \quad (26)$$

Подставим эти значения в дифференциальные уравнения (19). Получим

$$\begin{aligned} -A_1 \omega^2 \cos \omega t + b_1 A_1 \cos \omega t - \\ -b_2 A_2 \cos \omega t &= b_4 \cos \omega t; \\ -A_2 \omega^2 \cos \omega t - b_3 A_1 \cos \omega t + \\ + b_3 A_2 \cos \omega t &= 0. \end{aligned} \quad (27)$$

Тогда

$$\begin{aligned} (b_1 - \omega^2) A_1 - b_2 A_2 &= b_4; \\ -b_3 A_1 + (b_3 - \omega^2) A_2 &= 0. \end{aligned} \quad (28)$$

Решая систему уравнений относительно  $A_1$  и  $A_2$ , получим,

$$A_1 = \frac{b_4(b_3 - \omega^2)}{(b_1 - \omega^2)(b_3 - \omega^2) - b_2b_3}; \quad (29)$$

$$A_2 = \frac{b_3b_4}{(b_3 - \omega^2)(b_1 - \omega^2) - b_2b_3},$$

где  $b_i$  ( $i = 1, 2, 3, 4$ ) – определяются выражениями (20).

Так как  $b_1 = 51,9$ ;  $b_2 = 50,5$ ;  $b_3 = 1343,8$ ;  $b_4 = 1,13$ , то значения  $A_1$  и  $A_2$  будут равны  $A_1 = 0,0012$ (м);  $A_2 = 0,0014$ (м).

Подставляя найденные значения амплитуд вынужденных колебаний  $A_1$  и  $A_2$  в уравнения (25) отметим, что вынужденные колебания масс  $t_1$  и  $t_2$  – гармонические с частотой  $\omega$  вращающей силы, возбуждающей эти колебания.

Как следует из уравнения (25), на амплитуды вынужденных колебаний  $A_1$  и  $A_2$  машины и кабины влияет частота  $\omega$ , величина их масс  $t_1$  и  $t_2$ , а также жесткости упругих связей  $c_1$ , и  $c_2$ , т.е. амплитуды  $A_1$  и  $A_2$  от времени не зависят.

Для нормальной работы машины необходимо, чтобы выполнялось условие

$$A_2\omega^2 \leq 0,18g, \quad (30)$$

что соответствует нормативным данным ГОСТ-25571-82 [5].

В нашем случае получаем, что  $2,87 > 1,76$ , т.е. неравенство (30) не выполняется. Следовательно, колебания кабины не способствуют нормальной работе водителя машины.

Если условие (30) не выполняется, необходимо уменьшить амплитуд  $A_2$  как статической, так и динамической балансировкой роторного барабана.

Мы рассмотрели лишь вынужденные вертикальные колебания машины и кабины путём получения частного решения первого уравнения системы уравнений (21). Для получения общего решения уравнения на вынужденные колебания необходимо наложить собственные колебания системы. Для этого определим общее решение данного уравнения без правой части, принимая, что

$$z_1 = B_1 \sin Rt; \quad z_2 = B_2 \sin Rt, \quad (31)$$

где  $B_1$  и  $B_2$  – переменные коэффициенты;

$R$  – частоты собственных колебаний.

Подставляя данные выражения для  $z_1$  и  $z_2$  и их производные в уравнения (21), с учётом вышесказанного, получим:

$$-B_1R^2 \sin Rt + b_1B_1 \sin Rt - b_2B_2 \sin Rt = 0; \quad (32)$$

$$-B_2R^2 \sin Rt - b_3B_1 \sin Rt + b_3B_2 \sin Rt = 0.$$

Приведем систему уравнений к упрощенному виду:

$$R^4 - (b_1 + b_3)R^2 + b_3(b_1 - b_2) = 0. \quad (33)$$

Решая уравнения (33) относительно  $R_2$ , получим

$$R_{1,2}^2 = \frac{b_1 + b_3}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{b_1 - b_3}{2}\right)^2 + b_2b_3 \left(\frac{1}{c^2}\right)}. \quad (34)$$

Подстановка в (34) численных значений даёт  $R_1 = 1 \text{ с}^{-1}$ ;  $R_2 = 37,3 \text{ с}^{-1}$ .

Здесь  $R_1$  – частота собственных колебаний машины,  $R_2$  – частота собственных колебаний кабины.

Так как полученные значения частот собственных колебаний рассмотренной системы значительно отличаются, от значений частот возмущающей силы, явление резонанса наблюдаться не будет.

Рассмотрим вторую подсистему – "кабина-водитель". Система рассматривает тело человека-водителя как твердое, а его массу и сиденье – как одно целое. Расчет осуществляем, взяв из предыдущих расчетов лишь одну кинематическую характеристику движения кабины. Характеристикой кинематического возбуждения служит  $\left(\frac{dz}{dt}\right)$  – скорость

движения основы кабины относительно земли. Она является производной от амплитуды колебаний кабины [5] и в нашем случае равна  $\left(\frac{dz}{dt}\right) = 0,51 \text{ м/с}$ .

Частота собственных колебаний кабины составляет  $f = 37 \text{ Гц}$ .

Определим вспомогательные величины:  $\omega_0$  – собственная угловая частота системы виброизоляции без демпфирования

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_3}{m_3}} = 9,42(\text{с}^{-1});$$

$\beta$  – относительное демпфирование

$$\beta = \frac{b}{2\sqrt{c_3m_3}} = 0,5,$$

где  $b$  – коэффициент сопротивления ( $b = 700 \text{ Нс/м}$ );

$\omega$  – угловая частота возбуждения неуравновешенной силы в кабине  $\omega = 2\pi f = 100,4 \text{ (с}^{-1}\text{)}$ ;

$\omega/\omega_0$  – отношение угловой к собственной угловой частоте кабины,  $\omega/\omega_0 = 10,6$ .

Определяем коэффициенты передачи при виброизоляции по формулам:

$$\mu_s \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right) = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + \left(2\beta \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}}; \quad (35)$$

$$\mu_u \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right) = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + \left(2\beta \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}}, \quad (36)$$

где  $\mu_s \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)$  – относительный коэффициент переда-

чи при віброізоляції в случае гармонического возбуждения;  $\mu_u \left( \frac{\omega}{\omega_0} \right)$  – абсолютный коэффициент передачи при віброізоляції в случае гармонического возбуждения.

Подставляя в (35), (36) численные значения входящих в формулы величин, получим, что  $\mu_s \left( \frac{\omega}{\omega_0} \right) = 1,01$  и  $\mu_u \left( \frac{\omega}{\omega_0} \right) = 0,09$ .

Коэффициент эффективности, определяемый по формуле

$$K_{эф} = \frac{1}{\mu_u}, \quad (37)$$

будет равен  $K_{эф} = 11,1$ .

Таким образом, система віброізоляції позволяет снизить амплитуду виброскорости более, чем в 11 раз.

Найдем амплитуду гармонических колебаний по формуле

$$A_3 = \left( \frac{K_{эф}}{\omega} \right) \left( \frac{dz}{dt} \right). \quad (38)$$

Она будет равна  $A = 0,0051$  м. Значение виброскорости сиденья, вычисляемой по формуле

$$\dot{\vartheta}' = \mu_u \left( \frac{dz}{dt} \right), \quad (39)$$

составит  $\vartheta = 0,045 \left( \frac{м}{с} \right)$ .

Величину виброускорения на сиденье водителя, определяем по формуле

$$a = \mu_u \left( \frac{dz}{dt} \right) \omega, \quad (40)$$

т.е.  $a = 4,5 \left( \frac{м}{с^2} \right)$ .

На частоте возбуждения (16 Гц) неуравновешенной силой, виброускорение, определяемое из выражения

$$\tilde{a}(n) = \frac{a_n}{1,41},$$

будет равняться  $3,25$  м/с<sup>2</sup>.

## Выводы

1. Из приведенных расчетов видно, что значения виброскорости и виброускорения на частотах возбуждения основных вращающихся деталей на рабочем месте водителя ДЭ-226 имеют прямую зависимость от частоты вращения и от величины неуравновешенности ротора.

2. Показано, что система віброізоляції позволяет снизить амплитуду виброскорости более чем в 11 раз.

3. Разработанная математическая модель колебательной системы "машина ДЭ-226 – ротор – водитель" работоспособна и адекватна, проверка по критерию Фишера дает положительный результат.

4. Материалы статьи будут полезны научным работникам, проектантам и ремонтникам очистной, аварийно-ремонтной и инженерной техники.

## Список литературы

1. Машины для строительства и содержания дорог и аэродромов / под ред. А.Э. Шарца. – М.: Машиностроение, 1985. – С. 301-306.
2. Моисеев Н.Н. Математические задачи системного анализа / Н.Н. Моисеев. – М.: Наука, 1981. – 487 с.
3. Дитрих Я. Проектирование и конструирование: Системный подход / Я. Дитрих. – М.: Мир, 1981. – 456 с.
4. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин / Н.А. Забавников. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с.
5. Бочаров Н.Ф. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости / Н.Ф. Бочаров, И.С. Цитович. – М.: Машиностроение, 1983. – 299 с.
6. Пожежна та аварійно-рятувальна техніка. Ч. 2. Основи проектування пожежно-технічних засобів: навч. посіб. / О.М. Ларін, Г.О. Чернобай, Ю.М. Сенчихін, Є.М. Грінченко, А.Я. Калиновський. – Х.: ІЦЗУ, 2008. – 572 с.
7. Приймаков О.Г. Математичне моделювання та методологія наукових досліджень / О.Г. Приймаков // Збірник наукових праць Харківського інституту ВПС. – 2005. – Вип. 2. – С. 65-69.

Поступила в редколлегию 16.01.2014

**Рецензент:** д-р тех. наук, проф. Х.В. Раковский, Харьковский университет Воздушных Сил им. И. Кожедуба, Харьков.

## МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КОЛИВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ МАШИНИ ДЕ-226 ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ ВІД СНІГУ ЗЛІТНО-ПОСАДКОВИХ СМУГ

Б.М. Крук, М.Г. Стадніченко, О.О. Гурін, О.М. Скребець

В статті побудована математична модель коливальної системи "машина-ротор-водій" стосовно машини ДЕ-226, яка широко використовується при очищенні від снігу злітно-посадкових смуг, а також для ліквідації надзвичайних ситуацій. Отримані розрахункові значення віброшвидкостей та віброприскорень кабіни водія з метою створити для водія нормальні, санітарні та ергономічні умови роботи.

**Ключові слова:** коливальна система, ротор, віброшвидкість, віброприскорення, баланс, вісь інерції, віброізоляція.

## MATHEMATICAL MODEL CARS OSCILLATORY SYSTEM DE-226 CLEANING SNOW RUNWAY

B.M. Kruk, N.G. Stadnichenko, O.A. Gurin, A.M. Skrebets

In this paper a mathematical model of the oscillating system "machine rotor-driver" in relation to the car DE-226, widely used for cleaning snow from runways, as well as in emergency situations. We obtain the desired values of velocity and acceleration with the cab driver to create a normal, health and ergonomic working conditions.

**Keywords:** oscillatory system, rotor, vibration velocity, acceleration, balance axis of inertia, vibration.