

П.Н. КАЛИНИН, к.т.н., ВІВВ МВД України (Харьков, Україна),

Л.В. КУРМАЗ, к.т.н., Політехніка Свентокшистська в Кельцах (Польща),

А.В. ФЕДЧЕНКО, к.т.н., НТУ «ХПІ» (Харьков, Україна).

СИНТЕЗ ОДНОГО ТИПА ВИБРОИЗОЛИРУЮЩИХ ОПОР КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТИ СИЛОВЫХ АГРЕГАТОВ И КАБИН ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Розглядаються результати синтезу пружної вітрозакисної системи квазінульової жорсткості і доцільності її використання у якості віброізольованої опори кабіни транспортної машини.

Постановка задачи. В современных энергонасыщенных транспортных машинах большое значение придается разработке вопросов виброизоляции силового агрегата и кабины. Известно, что основной путь улучшения систем виброизоляции – уменьшение связанности различных форм колебаний [1].

Эффективность виброизолирующих опор в первую очередь зависит от их жесткости. Решить проблему построения упругих виброизолирующих опор маленькой жесткости на основании линейных одноосных амортизаторов затруднено. Известное противоречие между несущей возможностью и жесткостью амортизаторов эффективно может решаться путем использования специальных нелинейных опор квазиулево жесткости [2]. Тем не менее исследований по практическому использованию таких опор недостаточно.

Анализ литературы. Вопросы виброизоляции, в частности виброизоляции опор силовых агрегатов и кабин транспортных машин (ТМ), рассматривались активно [1, 3, 4]. Синтезу разнообразных схем виброзащитных систем с квазиулево жесткостью посвящена работа [5].

В общем случае такие амортизаторы квазиулево жесткости (АКЖ) конструктивно состоят из силовой (несущей) части и корректора жесткости. Корректор жесткости – это некоторая упругая система, находящаяся на границе динамической устойчивости, например, упругая система типа фермы Мизеса. При параллельном подключении к корректору жесткости несущего упругого элемента можно получить, например, силовую и жесткостную характеристику амортизатора, изображенную на рис.1. Отметим, что особенностью такого АКЖ является обеспечение заданной несущей способности системы (R_H) на участке квазиулево жесткости.

Эффективность работы рассматриваемых АКЖ напрямую связана с решением проблемы их настройки. Малая жесткость упругой связи требует достаточно точной настройки АКЖ на расчетную нагрузку, т.к. изменение величины этой нагрузки приводит к расстройке системы и снижению виброизолирующих свойства АКЖ.

Рассматривая тенденции развития виброизоляции силовых агрегатов и кабин транспортных машин, сделан вывод о необходимости использования опорных узлов с управляемой жесткостью [6].

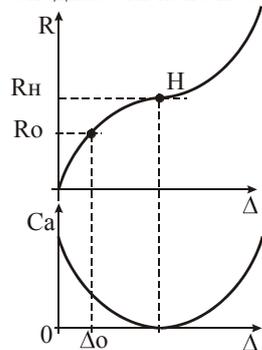


Рис.1 Силовая $R(\Delta)$ и упругая $C_a(\Delta)$ характеристики АКЖ

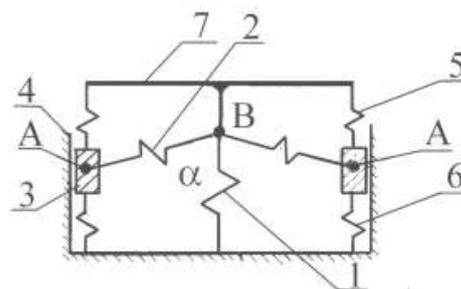


Рис.2. Пассивная виброзащитная система с управляемой квазиулево жесткостью

Предлагаемая упругая виброзащитная система с пассивным регулированием жесткостью (ВЗСПРЖ) состоит из трех основных механически связанных между собой частей: несущей упругой системы, корректора жесткости и системы регулирования (рис.2)[2].

Несущая упругая система обеспечивает необходимую несущую способность на рабочем режиме и представлена в виде несущей платформы 7 и упругого элемента 1, который связывает платформу 7 со стойкой. Регулятор системы состоит из n ($n \geq 2$) элементов регулирования, каждый из которых выполнен в виде инерционного ползуна 3, расположенного на направляющей 4 и имеющего упругую связь 5 с несущей платформой 7. Инерционный ползун 3 может дополнительно иметь упругую связь 6 со стойкой. Корректор жесткости, например, представляется в виде n упругих элементов 2, расположенных наклонно и симметрично относительно упругого элемента 1 и таким образом, что линия действия элементов 2 (прямая АВ) составляет угол α с линией действия упругого элемента 1. Угол наклона α выбирают из условия $\alpha \geq 90^\circ - \varphi$, где $\varphi = \arctg f$, f – коэффициент трения в зоне контакта ползуна 3 и направляющей 4.

При изменении низкочастотной составляющей внешнего нагружения управление корректором осуществляется путем изменения положения опорной точки А корректора за счет упругих элементов 5 и 6. Система регулирования автоматически изменяет параметры настройки (положение опорной точки А) корректора и тем самым пропускает только низкочастотную составляющую внешней нагрузки. Таким образом, наличие системы регулирования в предлагаемой ВЗСПРЖ позволяет использовать последнюю как низкочастотный фильтр механических колебаний.

Цель статьи. Для анализа динамических процессов в амортизаторах на основе предложенных ВЗСПРЖ разработана ее математическая модель [7] и построена упругая характеристика [8]. Однако количественной оценки по эффективности использования указанных амортизаторов в качестве виброизоляторов, в частности для транспортных машин не проводилось, что и явилось предметом рассмотрения в данной статье.

1. Построение математической модели транспортной машины

Транспортные машины представляет собой сложную динамическую систему, состоящую из большого числа масс, которые совершают более или менее интенсивные линейные и угловые колебания в различных плоскостях

Большое количество конструктивных решений ТМ предполагает построение универсальной достаточно общей динамической модели. В общем случае ТМ представляет собой многоконтурные динамические системы с многоканальными связями. На начальном этапе проектирования интерес представляет прежде всего основная несущая система. Это дает возможность рассматривать не все динамические связи, а только их часть, наиболее существенно влияющих на колебания основных масс машины.

Важнейшим этапом, предшествующим изучению динамических процессов, происходящих в реальной системе, является схематизация этой системы, т.е. составление расчетной динамической схемы. Схематизация реальной системы заключается в выборе идеализированной физической модели, правильно отображающей поведение этой системы при изучении определенного вида явлений.

Как пример, на рис. 3 представлена универсальная схема ТМ – трактора, имеющего агрегатную компоновку. Колебательная система «Трактор» состоит из 5 подсистем, связанных с агрегатами трактора: 1 – поддрессоренной рамы, 2 – силового блока, 3 – кабины, 4 – сиденья оператора, 5 – движителя.

Представленная на рис.3 модель трактора отвечает целям моделирования, т.к. является достаточно общей для большого класса тракторов, позволяет описывать колебания основных масс трактора, возбуждаемых микрорельефом почвы и работой двигателя.

Для анализа динамических процессов удобно выбрать глобальную систему координат трактора $O_T X_T Y_T Z_T$, связывая координату Z_T с вертикальными колебаниями, а координаты X_T и Y_T , соответственно, с продольными и поперечными колебаниями.

Положение начала координат O_T привязывается к конструкции трактора.

Положение K -ого агрегата в глобальной системе координат трактора $O_T X_T Y_T Z_T$ определяется координатами его центра масс $O_K - (X_T^K, Y_T^K)$. Для каждого K -ого агрегат выбираем локальную систему $O_K X_K Y_K Z_K$, начало которой совмещаем с его центром масс. Выделенные подсистемы можно рассматривать как системы с распределенными параметрами и дискретными.

Все реальные системы имеют распределенные параметры, но при анализе систему обычно стремятся привести к дискретному виду, пренебрегая менее существенным свойством каждого элемента.

В системах, приведенных к дискретному виду, массы считаются сосредоточенными и характеризуются только моментами инерции, а участки системы, связывающие массы между собой, характеризуются только податливостями (жесткостями).

Для исследования колебательных процессов в тракторе Т-150 представляем последний в виде механической модели, состоящей из системы сосредоточенных масс, соединенных безинерционными упругими звеньями (рис.4). Как вариант поддрессирования трактора рассматривается балансирующая подвеска. Соответствующие значения параметров модели трактора Т-150 представлены в таблице 1.

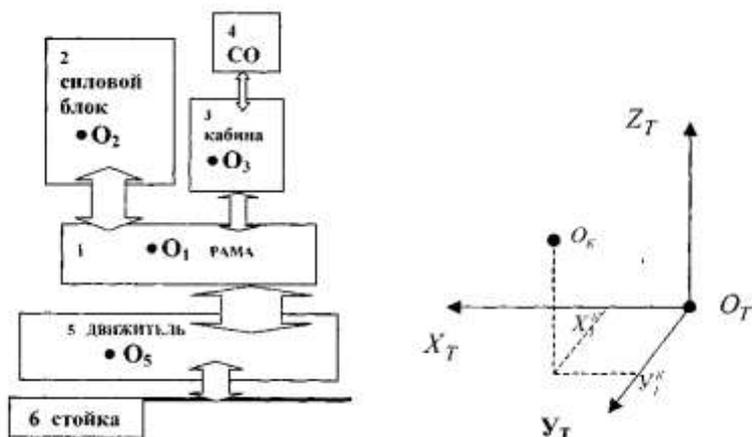


Рис. 3 Структурная схема ТМ

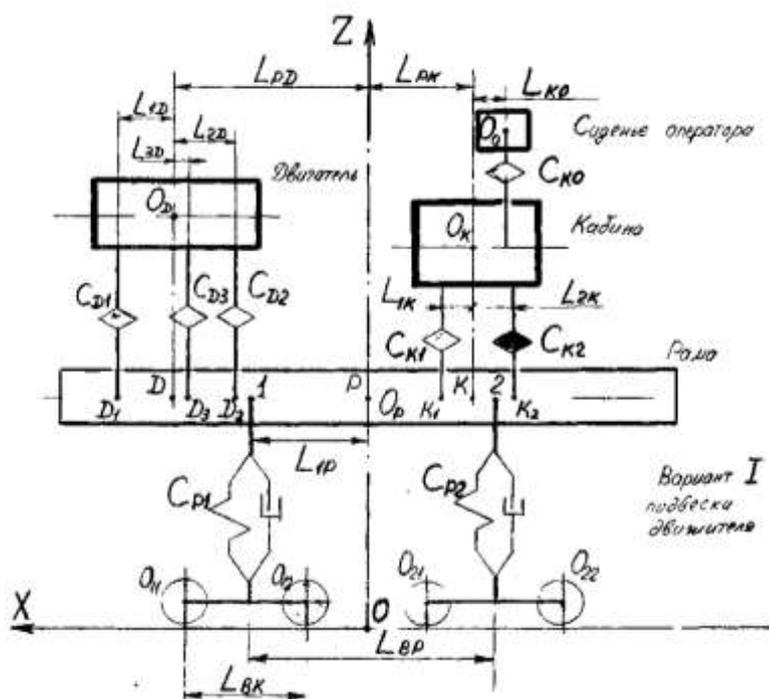


Рис.4 Механическая модель трактора Т-150

Таблица 1

Исходные данные по трактору Т-150

№	Наименование параметра	Обознач	Значение
1	Масса трактора (общая), кг	m	7850
2	Масса поддрессоренной части рамы (остова) крана, кг	m_p	4000
3	Масса двигателя, кг	m_d	1900
4	Масса кабины, кг	m_k	1030
5	Масса сиденья водителя (с водителем), кг	m_o	100
6	Момент инерции поддрессоренной части трактора относительно поперечной центральной оси O_p , т м ²	I_p	0,601
7	Момент инерции двигателя относительно поперечной центральной оси O_d , т м ²	I_d	0,063
8	Момент инерции кабины относительно поперечной центральной оси O_k , т м ²	I_k	0,0535
9	Расстояние между центрами передних и задних кареток, м		1,18
10	База каретки, м	L_{BK}	0,62

11	Расстояние от центра тяжести рамы O_P до центра передней (1) каретки, м	L_{1P}	0,512
12	Расстояние от центра тяжести рамы O_P до центра тяжести двигателя D , м	L_{PD}	0,988
13	Расстояние от центра тяжести двигателя D до переднего амортизатора двигателя D_1 , м	L_{1D}	0,857
14	Расстояние от центра тяжести двигателя D до заднего амортизатора двигателя D_2 , м	L_{2D}	1,038
15	Расстояние от центра тяжести двигателя D до промежуточного (бокового) амортизатора двигателя D_3 , м	L_{3D}	0
16	Расстояние от центра тяжести рамы O_P до центра тяжести кабины K , м		0,551
17	Расстояние от центра тяжести кабины K до переднего амортизатора кабины K_1 , м	L_{1K}	0,68
18	Расстояние от центра тяжести кабины K до заднего амортизатора кабины K_2 , м	L_{2K}	0,35
19	Расстояние от центра тяжести кабины O_K до точки установки сиденья O_0 (по оси X), м		0,129
20	Приведенная к оси каретки вертикальная жесткость упругих элементов каретки (одной стороны), т/м Передней Задней		197,6
			197,6
21	Радиальная жесткость опоры двигателя, т/м - Передней - Задней - промежуточной	C_{D1}	150
		C_{D2}	150
		C_{D3}	220
22	Радиальная жесткость опоры кабины, т/м - передней - задней	C_{K1}	100 (320)
		C_{K2}	100 (320)
23	Радиальная жесткость опоры сиденья водителя, т/м	C_{KO}	0,6

Имеющиеся исходные данные позволяют анализировать плоско-параллельное движение трактора в вертикальной плоскости XOZ .

Каждая k -ая подсистема (агрегат) трактора рассматривается как твердое тело, движение которого будем характеризовать вертикальным смещением центра тяжести z_k и углом поворота β_k относительно оси YO_k , проходящей через центр тяжести O_k .

Движение колебательной системы «Трактор» описываем $2r$ обобщенными координатами: z_k, β_k ($k=1,2,\dots,r$).

Расположение некоторой точки P , принадлежащей k -ому агрегату и определяющей i -ую связь его с m -ым агрегатом, будем характеризовать координатой x_{mk}^i

Рассматривая малые колебания агрегатов, считаем, что в процессе движения положение точки P будет определяться координатами (x_{mk}^i, z_{mk}^i) . Здесь

$$z_{mk}^i = z_k + x_{mk}^i \cdot \beta_k \quad (1)$$

Характеризовать соответствующую i -ую упругую связь между k -ым и m -ым агрегатами, будем коэффициентом упругости $c_{mk}^i \equiv c_{km}^i$.

С учетом принятых обозначений запишем выражения для кинетической энергии системы:

$$T = \frac{1}{2} \cdot \sum_{k=1}^r m_k \cdot \dot{z}_k^2 + I_k \cdot \dot{\beta}_k^2 \quad (2)$$

Потенциальная энергия системы «Трактор», когда за начало координат принимается положение статического равновесия, равна приращению потенциальных энергий упругих элементов связей между агрегатами трактора:

$$П = \frac{1}{2} \cdot \sum_{k=1}^r \sum_{m=k+1}^r \sum_{i=1}^{n_{mk}} c_{mk}^i \cdot \delta_{mk}^i{}^2 \quad (3)$$

Здесь обозначено:

n_{mk} – количество упругих связей между k -ым и m -ым агрегатами;

γ_m – определяет количество m -ых агрегатов имеющих связь с k -ым агрегатом.

δ_{mk}^i – деформация i -ой упругой связи между k -ым и m -ым агрегатами:

$$\delta_{mk}^i = z_{km}^i - z_{mk}^i = z_m + x_{km}^i \cdot \beta_m - z_k - x_{mk}^i \cdot \beta_k. \quad (4)$$

В частности для трактора, имеющего структурную схему согласно рис.1, выражения для кинетической и потенциальной энергий имеют вид

$$T = \frac{1}{2} \cdot \sum_{k=1}^5 m_k \cdot \dot{z}_k^2 + I_k \cdot \dot{\beta}_k^2; \quad (5)$$

$$U = \frac{1}{2} \cdot \left(\sum_{i=1}^{n_{21}} c_{21}^i \cdot \delta_{21}^i{}^2 + \sum_{i=1}^{n_{31}} c_{31}^i \cdot \delta_{31}^i{}^2 + \sum_{i=1}^{n_{51}} c_{51}^i \cdot \delta_{51}^i{}^2 + \sum_{i=1}^{n_{43}} c_{43}^i \cdot \delta_{43}^i{}^2 + \sum_{i=1}^{n_{65}} c_{65}^i \cdot \delta_{65}^i{}^2 \right), \quad (6)$$

где деформации упругих связей определяются по формулам

$$\delta_{21}^i = z_{12}^i - z_{21}^i = z_2 + x_{12}^i \cdot \beta_2 - z_1 - x_{21}^i \cdot \beta_1;$$

$$\delta_{31}^i = z_{13}^i - z_{31}^i = z_3 + x_{13}^i \cdot \beta_3 - z_1 - x_{31}^i \cdot \beta_1;$$

$$\delta_{51}^i = z_{15}^i - z_{51}^i = z_5 + x_{15}^i \cdot \beta_5 - z_1 - x_{51}^i \cdot \beta_1;$$

$$\delta_{65}^i = z_{56}^i - z_{65}^i = z_6 + x_{56}^i \cdot \beta_6 - z_5 - x_{65}^i \cdot \beta_5. \quad (7)$$

В режиме "Холостой ход" 6-ая подсистема является неподвижной и следует положить $z_{56}^i = 0$ или формально $z_6 = 0, \beta_6 = 0$.

При моделировании колебательных процессов в движущемся тракторе координата z_{56}^i является переменной, связанной с профилем дороги, по которой движется трактор.

Используя уравнений Лагранжа второго рода строим математическую модель трактора, структурная схема которого представлена на рис.1.

$$m_1 \cdot \ddot{z}_1 - \sum_{i=1}^{n_{21}} c_{21}^i \cdot (z_2 + x_{12}^i \cdot \beta_2 - z_1 - x_{21}^i \cdot \beta_1) - \sum_{i=1}^{n_{31}} c_{31}^i \cdot (z_3 + x_{13}^i \cdot \beta_3 - z_1 - x_{31}^i \cdot \beta_1) - \sum_{i=1}^{n_{51}} c_{51}^i \cdot (z_5 + x_{15}^i \cdot \beta_5 - z_1 - x_{51}^i \cdot \beta_1) = 0;$$

$$m_2 \cdot \ddot{z}_2 + \sum_{i=1}^{n_{21}} c_{21}^i \cdot (z_2 + x_{12}^i \cdot \beta_2 - z_1 - x_{21}^i \cdot \beta_1) = F_2;$$

$$m_3 \cdot \ddot{z}_3 + \sum_{i=1}^{n_{31}} c_{31}^i \cdot (z_3 + x_{13}^i \cdot \beta_3 - z_1 - x_{31}^i \cdot \beta_1) - \sum_{i=1}^{n_{43}} c_{43}^i \cdot (z_4 + x_{34}^i \cdot \beta_4 - z_3 - x_{43}^i \cdot \beta_3) = 0;$$

$$m_4 \cdot \ddot{z}_4 + \sum_{i=1}^{n_{43}} c_{43}^i \cdot (z_4 + x_{34}^i \cdot \beta_4 - z_3 - x_{43}^i \cdot \beta_3) = 0;$$

$$m_5 \cdot \ddot{z}_5 + \sum_{i=1}^{n_{51}} c_{51}^i \cdot (z_5 + x_{15}^i \cdot \beta_5 - z_1 - x_{51}^i \cdot \beta_1) - \sum_{i=1}^{n_{65}} c_{65}^i \cdot (z_{56}^i - z_5 - x_{65}^i \cdot \beta_5) = 0;$$

$$I_1 \cdot \ddot{\beta}_1 - \sum_{i=1}^{n_{21}} c_{21}^i \cdot (z_2 + x_{12}^i \cdot \beta_2 - z_1 - x_{21}^i \cdot \beta_1) \cdot x_{21}^i - \sum_{i=1}^{n_{31}} c_{31}^i \cdot (z_3 + x_{13}^i \cdot \beta_3 - z_1 - x_{31}^i \cdot \beta_1) \cdot x_{31}^i - \sum_{i=1}^{n_{51}} c_{51}^i \cdot (z_5 + x_{15}^i \cdot \beta_5 - z_1 - x_{51}^i \cdot \beta_1) \cdot x_{51}^i = 0;$$

$$I_2 \cdot \ddot{\beta}_2 + \sum_{i=1}^{n_{21}} c_{21}^i \cdot (z_2 + x_{12}^i \cdot \beta_2 - z_1 - x_{21}^i \cdot \beta_1) \cdot x_{12}^i = 0; \quad I_3 \cdot \ddot{\beta}_3 + \sum_{i=1}^{n_{31}} c_{31}^i \cdot (z_3 + x_{13}^i \cdot \beta_3 - z_1 - x_{31}^i \cdot \beta_1) \cdot x_{13}^i - \sum_{i=1}^{n_{43}} c_{43}^i \cdot (z_4 + x_{34}^i \cdot \beta_4 - z_3 - x_{43}^i \cdot \beta_3) \cdot x_{43}^i = 0;$$

$$I_4 \cdot \ddot{\beta}_4 + \sum_{i=1}^{n_{43}} c_{43}^i \cdot (z_4 + x_{34}^i \cdot \beta_4 - z_3 - x_{43}^i \cdot \beta_3) \cdot x_{34}^i = 0;$$

$$I_5 \cdot \ddot{\beta}_5 + \sum_{i=1}^{n_{51}} c_{51}^i \cdot (z_5 + x_{15}^i \cdot \beta_5 - z_1 - x_{51}^i \cdot \beta_1) \cdot x_{15}^i - \sum_{i=1}^{n_{65}} c_{65}^i \cdot (z_{56}^i - z_5 - x_{65}^i \cdot \beta_5) \cdot x_{65}^i = 0; \quad (8)$$

Введя в рассмотрение векторы обобщенных координат

$$\mathbf{q} = z_1, \beta_1, z_2, \beta_2, z_3, \beta_3, z_4, \beta_4, z_5, \beta_5 \quad (9)$$

и вектор обобщенных сил \mathbf{B} систему уравнений (9) можно записать в виде

$$\mathbf{A}_0 \cdot \mathbf{q} = \mathbf{B}; \quad (10)$$

Матрицу \mathbf{A}_0 можно представить также в виде $\mathbf{A}_0 = \mathbf{C} - \mathbf{A}_i \cdot p^2$, где \mathbf{A}_i, \mathbf{C} - соответственно, инерционная и жесткостная матрицы системы.

2. Синтез параметров виброизолирующих опор

Расчетная схема разработанной виброизолирующей опоры для трактора Т-150 представлена на рис. 5.

Виброизолирующая опора включает в себя несущий упругий элемент 1 и упругий корректор 2. Корректор представляет собой два упругих элемента в виде изогнутых пластин постоянного поперечного сечения, симметричного относительно плоскости кривизны. Пластина характеризуется следующими параметрами: ширина b_c , толщина d_c (рис.5в), длина хорды L_c и радиус кривизны R_c (рис.5а).

Упругий корректор должен удовлетворять условиям прочности и обеспечивать необходимую жесткость.

2.1. Расчет корректора

Для оценки прочности корректора, последний рассматриваем как криволинейный брус нагруженный силами, расположенными в плоскости кривизны, которая является также продольной плоскостью симметрии бруса.

При указанных условиях деформация корректора будет происходить в плоскости действия внешних сил и в его поперечных сечениях имеют место три силовых фактора: изгибающий момент M и нормальная сила N и поперечная сила S .

Конструктивное оформление корректора в виброизолирующей опоре позволяет рассматривать его как шарнирно-опертый брус нагруженный сжимающим усилием P_z (рис. 6г). В таком случае условие прочности бруса имеет вид

$$\sigma_{\max} = \frac{P_{z\max}}{F} + \frac{M_{\max}}{e \cdot F} \frac{y}{r_0 - y} \leq \sigma \quad (11)$$

Здесь принято

$F = b_c \cdot d_c$ – площадь поперечного сечения (рис.5в);

M_{\max} – максимальный изгибающий момент в сечении;

e – смещение нейтральной оси от центра тяжести поперечного сечения;

$r_0 = \frac{F}{\ln(R_1/R_2)}$ – радиус нейтрального слоя (R_1, R_2 – соответственно, радиусы кривизны внутреннего

и внешнего волокон кривого бруса);

$y = r_0 - R_1$ – расстояние от нейтральной линии до наиболее сжатых волокон бруса.

Принимаем зависимость для определения перемещения концов бруса в виде (рис.5г):

$$z = \frac{R^3}{E \cdot I} \cdot b_4 \alpha_c \cdot P_z, \quad (12)$$

$$\text{где } b_4 \alpha_c = \alpha_c + 0,5 \cdot \alpha_c \cdot \cos \alpha_c - 1,5 \cdot \sin \alpha_c; \quad (13)$$

$$I = b_c \cdot d_c^3 / 12 \text{ – момент инерции поперечного сечения; } \quad (14)$$

E – модуль упругости.

Анализ конструкции виброизолирующей опоры показывает, что максимальная деформация корректора составляет

$$z_{\max} = L_{c0} - L_{ca} = L_{c0} \cdot (1 - \cos \alpha_0) \quad (15)$$

и, следовательно, максимальное сжимающее усилие на корректоре

$$P_{z\max} = \frac{E \cdot I}{R_c^3} \cdot b_4 \alpha_c \cdot z_{\max}. \quad (16)$$

Здесь α_0 – начальный угол установки корректора (в недеформированном состоянии).

Таким образом, условие прочности сжато-изогнутого корректора можно представить в виде

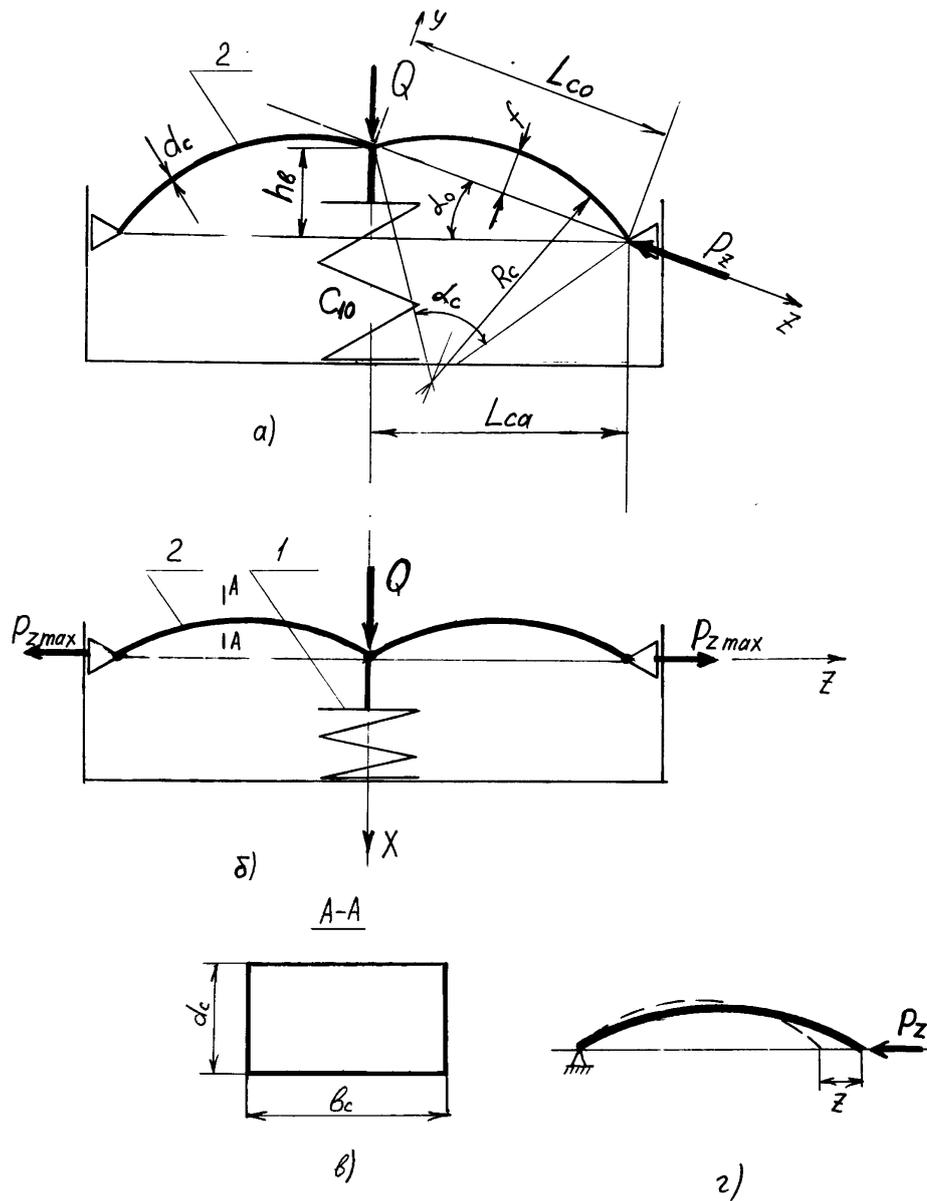


Рис.5 Расчетная схема виброизолирующей опоры

$$\sigma_{\max} = \sigma \cdot \left(1 + \frac{f}{e} \frac{R_2 - R_0}{R_1} \right) \leq \sigma \quad (17)$$

или $\sigma \leq \varphi \cdot \sigma$, (18)

где $\sigma = P_{z \max} / F$ – максимальные напряжения сжатия в корректоре; (19)

$$\varphi = \left(1 + \frac{f}{e} \frac{R_2 - R_0}{R_1} \right)^{-1} \text{ – коэффициент формы.} \quad (20)$$

С учетом необходимого коэффициента запаса прочности n (принимаем для стали $n=1,4$) допускаемые максимальные напряжения при сжатии $\sigma = \sigma_T / n$.

Численные расчеты на прочность предложенного варианта корректора представлены в таблице 2.

Таблица 2

№пп	Параметр	Расчетная формула	Численное значение
1	Толщина корректора, мм	d_c	4
2	Ширина корректора, мм	b_c	45
3	Длина хорды корректора, мм	L_{c0}	50,48

4	Ход опоры, мм	h_b	6,97
5	База корректор, мм	$L_{ca} = L_{c0} \cdot \cos \alpha_0$	50
6	Максимальная деформация корректора, мм	$Z_{max}, \phi.(15)$	0,4836
7	Площадь сечения корректора, мм	$F = b_c \cdot d_c$	180
8	Радиус кривизны корректора, мм	R_c	42,95
9	Прогиб корректора, мм	f	8,2
10	Угол обхвата корректора, град	$\alpha_c = 2 \cdot \arcsin \left(\frac{L_{c0}}{2 \cdot R_c} \right)$	72,98
11	Коэффициент	$b_4 \alpha_c, \phi.(13)$	0,0242
12	Момент инерсии поперечного сечения, мм ⁴	$I, \phi.(14)$	240,0
13	Модуль упругости, МПа	E	210000
14	Максимальное усилие на корректор, Н	$P_{z,max}, \phi.(16)$	12716
15	Напряжения сжатия, МПа	$\sigma, \phi.(19)$	70,65
16	Радиус наружный корректора, мм	$R_1 = R + d_c / 2$	44,95
17	Радиус внутренний корректора, мм	$R_2 = R - d_c / 2$	40,95
18	Коэффициент смещения, мм	$e = R_c - r_0$	0,03106
19	Коэффициент	$\varphi, \phi.(20)$	0,07096
20	Предел текучести, МПа	σ_T	1400
21	Допускаемые напряжения для материала, МПа	σ	1000
22	Допускаемое напряжение для корректора, МПа	$\varphi \cdot \sigma$	70,96
23	Жесткость несущего упругого элемента, Н/мм	$C_{10}, \phi.(22)$	520
24		$\cdot \sin \alpha_0 = h_b / L_{c0}$	0,138087
25	Жесткость опоры в рабочем состоянии, Н/мм	$C_{10}, \phi.(21)$	10,67

Жесткость виброизолирующей опоры в ее рабочем состоянии, т.е. при горизонтальном положении корректора определяется по формуле

$$C_{10} = \frac{E \cdot I}{R^3 \cdot b_4 \alpha_c} \cdot \sin \alpha_0 + C_{10} \quad (21)$$

Здесь $\cdot \sin \alpha_0 = h_b / L_{c0}$;

h_b – свободный ход опоры (рис.5а);

C_{10} – жесткость несущего упругого элемента опоры.

Принимая, что несущий упругий элемент имеет постоянную жесткость, находим, что

$$C_{10} = Q_{max} / h_{b10}, \quad (22)$$

где Q_{max} – максимальная нагрузка на виброизолирующую опору;

h_{b10} – свободный ход несущего упругого элемента, т.е. ход несущего упругого элемента до выхода корректора в горизонтальное положение. Если несущий упругий элемент поставлен в опору (при сборке последней) без предварительного сжатия или без начального зазора, то очевидно $h_{b10} = h_b$.

Расчет жесткости виброизолирующей опоры представлен в таблице 2.

2.2. Расчет несущего упругого элемента опоры

В качестве несущего упругого элемента использованы цилиндрические витые пружины сжатия.

Номинальная статическая нагрузка, воспринимаемая опорой составляет

$$Q_H = (Q_K + Q_T) / n_{on} = (13500 + 1000) / 4 = 14500 / 4 = 3625 \text{ Н}$$

Здесь:

$Q_K = 13500 \text{ Н}$ – вес кабины с полностью заправленным баком;

$Q_T = 1000 \text{ Н}$ – вес тракториста;

$n_{on} = 4$ – число опор под кабиной.

В таблице 3 представлен проверочный расчет, используемого в качестве несущего, упругого элемента, выполненного в виде составной (концентрической) пружины сжатия. Определение размеров винтовых цилиндрических пружин сжатия выполнено по ГОСТ 13765-86.

Таблица 3

Nпп	Параметр	Расчетная формула	Численное значение	
			1 пружина	2 пружина
1	Диаметр проволоки, мм	d	12.0	9.0
2	Индекс пружины	C	8.5	8.5
3	Средний диаметр, мм	D	102.0	76.5
4	Наружный диаметр, мм	$D_a = D + d$	114.0	85.5
5	Число рабочих витков	N	0.576	0.768
6	Длина рабочей части, мм	H	17.3354	17.3354
7	Шаг витков, мм	T	30.089	22.567
8	Угол подъема витков, градус	$\alpha = \arctg t / (\pi \cdot D_0)$	5.364	5.364
9	Момент сопротивления, мм ³	$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$	339.29	143.14
10	Коэффициент k	$k = \frac{4 \cdot c - 1}{4 \cdot c - 4} + \frac{0,615}{c}$	1.17235	2.25
11	Коэффициент e	$e = d_1 / d_2$	1.3333	2.25
12	Внешнее усилие на пружине, Н	$P_{H2} = \frac{Q}{1+e^2}; P_{H1} = \frac{Q \cdot e^2}{1+e^2}$	3625.0 2320.0	1305.0
13	Наибольшая допустимая нагрузка на пружину, Н	$P_3 = (1,1-1,3) \cdot P_H;$	3016.0	1696.5
14	Наибольшие напряжения в поперечном сечении, МПа	$\tau_{\max} = \frac{k \cdot P_3 \cdot D_0}{2 \cdot W_k}$	531.48	531.48
15	Допускаемые напряжения, МПа	τ	550.0	550.0
16	Полярный момент инерции сечения, мм ⁴	$I_k = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$	2035.75	644.124
17	Модуль сдвига, МПа	$G = \frac{E}{2 \cdot (1+\nu)}$	78500.	
18	Жесткость пружины, Н/мм	$C_{\text{пр}} = \frac{G \cdot d \cdot n}{8 \cdot c^3}$	332.8	187.2
19	Податливость пружины, мм/Н	$\lambda = \frac{1}{C_{\text{пр}}}$	0.003005	0.005342
20	Наибольшая осадка пружины, мм/Н	$\delta_3 = n \cdot \lambda \cdot P_3$	9.0625	9.0625
21	Полное число витков	$n_1 = n + (1,5 - 2,0)$	2.076	2.268
22	Длина пружины сжатой до соприкосновения витков, мм	$h_3 = (n_1 - 0,5) \cdot d$	18.9136	15.9136
23	Суммарная жесткость пружины, Н/мм	$C_{\text{оп}} = C_{\text{пр1}} + C_{\text{пр2}}$	520.	
24	Радиальный зазор, мм	$\delta_r = (D_1 - D_{a2} - d_1) / 2.$	3.0	

3. Анализ вибронегруженности транспортной машины

Первый этап исследования вибрационной надежности любой механической системы заключается в определении частот свободных колебаний и форм колебаний, которые характеризуют распределение максимальных отклонений масс. Данные расчетов используются для оценки возможных резонансов в системе и последующей отстройки от резонансных.

Решение проблемы собственных чисел производится известными численными методами линейной алгебры.

С помощью разработанной программы расчета установлены спектры собственных частот, В частности, для 3-х массовой модели трактора Т-150 при рассмотрении вертикальных колебаний определен спектр собственных частот: $K_1=3,0$ Гц, $K_2=6,7$ Гц, $K_3=10,7$ Гц; а при рассмотрении плоскопараллельного движения спектр собственных частот – $K_1=1,3$ Гц, $K_2=2,9$ Гц, $K_3=5,4$ Гц, $K_4=7,4$ Гц, $K_5=10,4$ Гц, $K_6=13,5$ Гц.

Анализ вынужденных колебаний трактора при единичном внешнем нагружении и частоте внешнего возбуждения $K_{вн}=33,33$ Гц, что соответствует основной гармонике двигателя СМД-60 позволяет определить амплитуды колебаний: $\Phi_{1=} -0,00287$, $\Phi_{2=} 0,00022$, $\Phi_{3=} 0,00010$.

Применение в тракторе Т-150 синтезированных виброизолирующих опор квазиулевоу жесткости позволяет изменить АЧХ трактора. В частности на установившемся режиме работы для аналогичного выше рассмотренному режиму нагружения амплитуды вынужденных колебаний составили: $\Phi_{1=} -0,002834$, $\Phi_{2=} 0,0002175$, $\Phi_{3=} 0,0000019$.

Сравнивая полученные результаты можно сделать выводы, что использование виброизолирующих опор под кабиной трактора практически не изменило амплитуды первой и второй гармоник колебаний, но значительно снизило амплитуда третьей гармоники. Причем уменьшение составляет

$$\gamma = \frac{\Phi_{3,ИСХОДНАЯ}}{\Phi_{3,ВИБРООПОРА}} = \frac{0,00010}{0,0000019} \approx 52,6, \text{ т.е. благодаря использованию синтезированной виброизолирующей}$$

опоры амплитуда колебаний кабины снизилась почти в 50 раз.

Выводы

Синтезированная виброизолирующая опора квазиулевоу жесткости позволяет эффективно решать вопросы виброизоляции агрегатов транспортных средств, в частности, кабины трактора Т-150.

Не выходя за габаритные размеры используемых в тракторе Т-150 опор кабины, и, следовательно, не требуя дополнительных изменений в конструкции трактора, предлагаемая виброизолирующая опора позволяет, например, в установившемся режиме на частоте основной гармоники двигателя СМД-60 снизить амплитуду вертикальных колебаний кабины примерно в 50 раз.

Список литературы: 1. Вибрації в техніці: Справ очник. В 6-ти т./ ред. совет *В.Н. Челомей*(пред).– М., Машиностроение, 1981.– Т.6. Защита от вибраций и ударов / Под ред. *К.В. Фролова*. 1981. 456с. 2. *Гапонов В.С., Калинин П.М.* Пасивна віброзахисна система з керованою квазіулевою жорсткістю. Патент України 62934, F16F13/00,15/02. Заявлено 16.02.99; Надрук. 15.01.2004. Бюл.1. 3. *Ротенберг Р.В.* Подвеска автомобиля. М., Машиностроение, 1972, 392с. 4. Методи і засоби захисту операторів машинно–тракторних агрегатів від вібрацій /*Кальченко Б.І.* та ін. – К., УМК ВО, 1991.–200с. 5. Виброзахисні системи с квазіулевою жорсткістю /*Алабушев П.М., Гритчин А.А., Ким Л.И.* и др.; Под ред. *Рагульскиса К.М.* – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние,–1986. 96с.– (Б-ка инженера. Вибрационная техника; Вып.7). 6. *Гапонов В.С., Калинин П.Н., Мац В.И.* и др. Тенденции развития виброизоляции опор силовых агрегатов и кабин транспортных машин. Вісник Інженерної академії України. №3. 2001 (Частина 2). К13 №2635. с.145-148. 7. *Гапонов В.С., Кириченко А.Ф., Калинин П.Н.* Математическая модель цилиндрической передачи Новикова с упругими опорами квазиулевоу жесткости. // Вестник НТУ «ХПИ». -Харьков. 2001, Вып.12., с.90-96. 8. *Гапонов В.С., Калинин П.Н., Дебрецени А.* Синтез пространства квазиулевоу жесткости упругого подвеса опоры быстроходного ротора. Наука і освіта: Збірник наукових праць. – Харків: НТУ «ХПІ», 2004. С.67-74.

Поступила в редакцию 05.05.04