УДК 004.942 : 621.311

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ ДИЗЕЛЬГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ С ДВУХКАСКАДНОЙ СИСТЕМОЙ АМОРТИЗАЦИИ

© 2020 В.В. Ковалёв, А.Ф. Вербилов, С.А. Ульрих

Барнаульский юридический институт Министерства внутренних дел России

Статья поступила в редакцию 10.02.2020

В работе рассмотрено математическое моделирование динамического поведения дизельгенераторной установки (ДГУ) с двухкаскадной системой подвески, включающей резиновые амортизационные опоры. Конструкция ДГУ моделируется в виде двухмассовой механической системы с упругими связями. Получены уравнения динамики в виде системы дифференциальных уравнений. Разработан алгоритм расчета динамических перемещений агрегата и рамы, а также программный комплекс, реализующий данный алгоритм. Представлены результаты численного исследования существующей конструкции ДГУ.
Ключевые слова: дизельгенераторные установки, резинометаллические амортизаторы, вибрация, математическое моделирование, численные методы исследования.

ВВЕДЕНИЕ

Работа дизельгенераторной установки (ДГУ) сопровождается широким спектром колебательных процессов, различных по амплитудным и частотным параметрам. Это предопределяет высокий уровень динамических напряжений, возникающих в элементах конструкции ДГУ, и влияет на их прочность, надежность и долговечность. Современные конструкции ДГУ имеют узлы (резинометаллические амортизаторы), обладающие конечными значениями жесткости и массы. В результате приложения внутренних нагрузок при эксплуатации ДГУ будут возникать конечные деформации упругих элементов, что при определенных условиях приведет к вибрациям с большими амплитудами или к потере устойчивости процессов динамического деформирования.

В процессе проектирования амортизирующего крепления большое значение имеет выбор параметров и оптимальной схемы расположения амортизаторов. При большом разнообразии схем размещения амортизаторов следует предпочесть такую, при которой центр тяжести амортизируемого агрегата совпадает с центром жесткости амортизирующего крепления [1]. Такая схема обеспечивает меньшую ширину спектра частот свободных колебаний и большая устойчивость амортизируемого агрегата. Однако из условий компоновки расположения опор агрегата центр жесткости упругого основания не всегда совпадает с центром тяжести амортизируемого агрегата, но находится на одной вертикали с ним. И чем меньше будет расстояние между этими центрами, тем лучше. При таком положении центра жесткости и центра тяжести агрегата частоты поступательных и поворотных колебаний относительно горизонтальных осей будут попарно связаны, т.е. будут представлять собой двухсвязные колебания, а частоты вертикальных поступательных и поворотных относительно вертикальной оси колебаний будут независимыми. Сближение центров жесткости амортизирующего крепления с центром тяжести агрегата способствует увеличению устойчивости механизма и малому разбросу частот свободных колебаний.

По этой причине желательно возможно большее снижение частот свободных колебаний амортизированного механизма. Однако с уменьшением частоты свободных колебаний уменьшается жесткость амортизаторов, что приводит к снижению допускаемой статической нагрузки на амортизатор и увеличивает амплитуду колебаний амортизированного механизма. Поэтому в случае невозможности подбора необходимого количества и расположения амортизаторов для улучшения вибрационной защиты применяют двухкаскадные системы амортизации (Рис. 1).

При проектировании подвески ДГУ, т.е. при выборе жесткостных характеристик резинометаллических амортизаторов, а так же при расчете их количества и точек установки, наиболее важным является этап прогнозирования динамических перемещений, вибраций с большими амплитудами или к потере устойчивости процессов динамического деформирования. Особую важность принимают эти вопросы при решении задач структурной и параметрической оптими-

Ковалёв Виталий Витальевич, кандидат технических наук, доцент, начальник кафедры огневой и технической подготовки. E-mail: 79095020200@yandex.ru
Вербилов Алексей Федорович, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры огневой и технической подготовки. E-mail: bubushka@mail.ru
Ульрих Сергей Александрович, кандидат технических наук, доцент, заместитель начальника кафедры огневой и технической подготовки. E-mail: ulrihs22@mail.ru

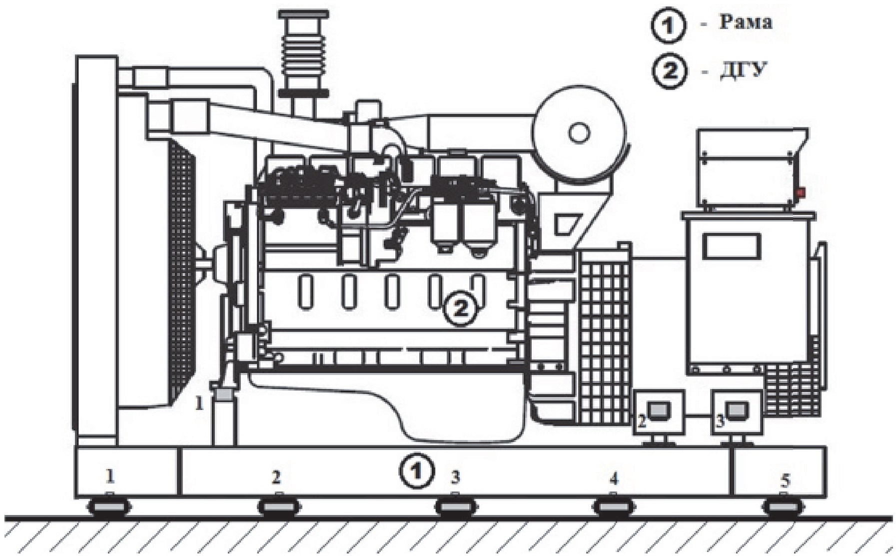

Рис. 1. Дизельгенераторная установка с двухкаскадной системой амортизации

зации конструкций амортизационного крепления ДГУ с целью снижения динамических перемещений, а также уровня излучаемого шума.

При исследовании колебательных процессов ДГУ как механической системы необходимым условием является понимание деталей ее динамического поведения при действии возбуждающих сил, приложенных в различных точках системы. Двухкаскадные системы в силу большего количества элементов, входящих в систему, представляют более сложный объект для исследования. Для решения этой задачи использовались различные подходы, включая прямое получение необходимой информации путем замеров, математическое моделирование и точное решение дифференциальных уравнений движения, дискретное моделирование с помощью конечных элементов и решение результирующей системы дифференциальных уравнений второго порядка.

В данной работе рассматриваются следующие задачи: моделирование и анализ динамического поведения ДГУ как пространственной двухмассовой системы; разработка алгоритма и программного комплекса на его основе, позволяющего производить расчет собственных частот колебания рамы и ДГУ и построение амплитудно-частотных характеристик перемещений рамы и ДГУ.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИЗЕЛЬГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ С ДВУХКАСКАДНОЙ СИСТЕМОЙ АМОРТИЗАЦИИ

Представим ДГУ с рамой как систему, состоящую из двух абсолютно жестких тел [2] (Рис. 2). Принимаем следующие допущения:

- резинометаллические амортизаторы работают в области малых упругих деформаций, жесткостная характеристика линейная;
- при внутреннем возбуждении ДГУ, определяемым неуравновешиванием двигателя демпфирование резинометаллическими амортизаторами незначительно;
- дизельный двигатель и генератор жестко связаны между собой и моделируются на эквивалентной расчетной схеме единой массой;
- каждая масса эквивалентной расчетной схемы имеет 6 степеней свободы;
- деформациями рамы, корпусных элементов дизеля и генератора пренебрегаем.

Введем неподвижную глобальную систему координат ***OXYZ***. Кроме того введем локальные системы координат $\boldsymbol{O_1X_1Y_1Z_1}$ и $\boldsymbol{O_2X_2Y_2Z_2}$ для тел 1 и 2 соответственно. Точки $\boldsymbol{O_1}$ и $\boldsymbol{O_2}$ совпадают с центрами тяжести тел. Тело 1 (рама) установлено на упругих амортизаторах, имеющих

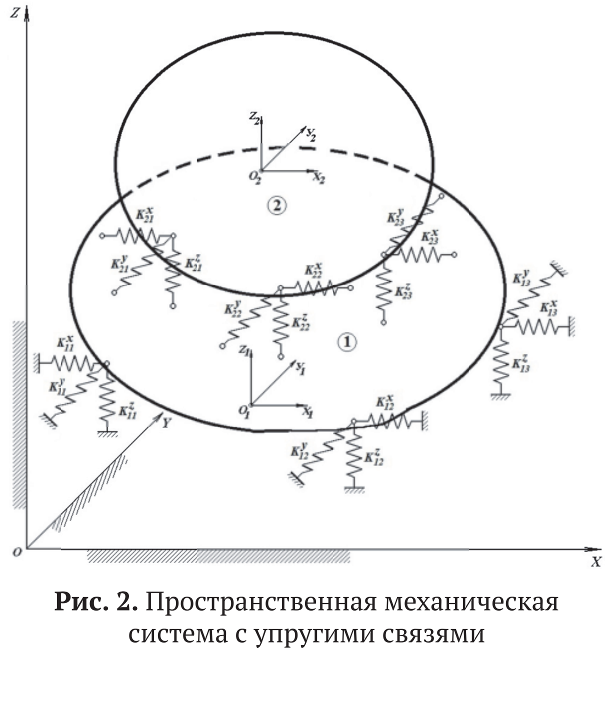

Рис. 2. Пространственная механическая система с упругими связями

коэффициенты жесткости K^x_1, K^y_1 и K^z_1. Число амортизаторов первого ряда равно n_1. Тело 2 (ДГУ) крепится к телу 1 на амортизаторах с коэффициентами жесткости K^x_2, K^y_2 и K^z_2, число которых равно n_2. Положение каждого i-го тела в глобальной системе координат определяется координатами центра масс (x_i, y_i и z_i) и углами поворота локальной системы координат этого тела (φ_{xi}, φ_{yi} и φ_{zi}).

Математическая модель, описывающая динамическое поведение приведенной выше пространственной двухмассовой системы с упругими связями, представляет собой систему дифференциальных уравнений. Число уравнений равно ***2*Ns,*** где ***Ns=6*** – число степеней свободы для одного тела.

В матричном виде система дифференциальных уравнений имеет вид:

$$[M]\{\ddot{q}\}+[K]\{q\}=\{Q\}, \qquad (1)$$

где **[*M*]** – матрица масс,

[*K*] – матрица жесткости,

{*q*} – вектор координат,

$\{\ddot{q}\}$ – вектор ускорений,

{*F*} – вектор внешних сил.

Вектор координат формируется в виде:

$$\{q\} = [x_1, y_1, z_1, j_{x1}, j_{y1}, j_{z1}, x_2, y_2, z_2, \varphi_{x2}, \varphi_{y2}, \varphi_{z2}]^{т}. \qquad (2)$$

Вектор **{*F*}** формируется за счет неуравновешенности вращающихся деталей силовой установки. Поэтому внешнее воздействие является функцией времени, и его частота совпадает с частотой вращения коленчатого вала двигателя.

Матрица масс:

$$[M] = \mathrm{diag}\,[m_1, m_1, m_1, J_{x1}, J_{y1}, J_{z1}, m_2, m_2, m_2, J_{x2}, J_{y2}, J_{z2}], \qquad (3)$$

где m_1 и m_2 – массы рамы и силовой установки соответственно;

J_{x1}, J_{y1}, J_{z1} и J_{x1}, J_{y1}, J_{z1} – моменты инерции рамы и силовой установки соответственно.

Матрица жесткости **[*K*]** является симметричной матрицей ($K_{ij}=K_{ji}$), ее формирование зависит от коэффициентов жесткости амортизаторов и их расположения в локальной системе координат:

$$K_{1,1}=\sum_{i=1}^{n1}k_{1i}^{x}+\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{x}\ ,K_{1,5}=\sum_{i=1}^{n1}k_{1i}^{x}l_{1i}^{z}+\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{x}l_{2j}^{z},$$

$$K_{1,6}=-\sum_{i=1}^{n1}k_{1i}^{x}l_{1i}^{y}-\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{x}l_{2j}^{y}\ ,K_{1,7}=-\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{x},$$

$$K_{1,11}=-\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{x}l_{2j}^{z},\ K_{1,12}=\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{x}l_{2j}^{y},$$

$$K_{1,2}=K_{1,3}=K_{1,4}=K_{1,8}=K_{1,9}=K_{1,10}=0,$$

$$K_{2,2}=\sum_{i=1}^{n1}k_{1i}^{y}+\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{y},\ K_{2,4}=-\sum_{i=1}^{n1}k_{1i}^{y}l_{1i}^{z}-\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{y}l_{2j}^{z},$$

$$K_{2,6}=\sum_{i=1}^{n1}k_{1i}^{y}l_{1i}^{x}+\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{y}l_{2j}^{x}\ ,K_{2,8}=-\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{y},$$

$$K_{2,10}=\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{y}l_{2j}^{z},\ K_{2,12}=\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{y}l_{2j}^{x},$$

$$K_{2,3}=K_{2,5}=K_{2,7}=K_{2,9}=K_{2,11}=0,$$

$$K_{3,3}=\sum_{i=1}^{n1}k_{1i}^{z}+\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{z},\ K_{3,4}=\sum_{i=1}^{n1}k_{1i}^{z}l_{2i}^{y}+\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{z}l_{2j}^{y},$$

$$K_{3,5}=-\sum_{i=1}^{n1}k_{z1}^{z}l_{1i}^{x}-\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{z}l_{2j}^{x}\ ,K_{3,9}=-\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{z},$$

$$K_{3,10}=-\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{z}l_{2j}^{y},\ K_{3,11}=\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{z}l_{2j}^{x},$$

$$K_{3,6}=K_{3,7}=K_{3,8}=K_{3,12}=0,$$

$$\mathrm{K}_{4,4}=\sum_{i=1}^{n1}k_{1i}^{y}(l_{1i}^{z})^2+\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{y}(l_{2j}^{z})^2+$$

$$+\sum_{i=1}^{n1}k_{1i}^{z}(l_{1i}^{y})^2+\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{z}(l_{2j}^{y})^2,$$

$$K_{4,5}=-\sum_{i=1}^{n1}k_{1i}^{z}l_{1i}^{x}l_{1i}^{y}-\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{z}l_{2j}^{x}l_{2j}^{y},$$

$$K_{4,6}=-\sum_{i=1}^{n1}k_{1i}^{y}l_{1i}^{x}l_{1i}^{z}-\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{y}l_{2j}^{x}l_{2j}^{z},\ K_{4,7}=0,$$

$$K_{4,8}=\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{y}l_{2j}^{z},\ K_{4,9}=-\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{z}l_{2j}^{y},$$

$$K_{4,10}=-\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{y}(l_{2j}^{z})^2-\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{z}(l_{2j}^{y})^2,$$

$$K_{4,11}=\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{z}l_{2j}^{x}l_{2j}^{y},\ K_{4,12}=\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{y}l_{2j}^{x}l_{2j}^{z},$$

$$\mathrm{K}_{5,5}=\sum_{i=1}^{n1}k_{1i}^{x}(l_{1i}^{z})^2+\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{x}(l_{2j}^{z})^2+$$

$$+\sum_{i=1}^{n1}k_{1i}^{z}(l_{1i}^{x})^2+\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{z}(l_{2j}^{x})^2,$$

$$K_{5,6}=-\sum_{i=1}^{n1}k_{1i}^{x}l_{1i}^{y}l_{1i}^{z}-\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{x}l_{2j}^{y}l_{2j}^{z},$$

$$K_{5,7}=-\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{x}l_{2j}^{z},\ K_{5,8}=0,$$

$$K_{5,9}=\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{z}l_{2j}^{x},\ K_{5,10}=\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{z}l_{2j}^{x}l_{2j}^{y},$$

$$K_{5,11}=-\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{x}(l_{2j}^{z})^2-\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{z}(l_{2j}^{x})^2,$$

$$K_{5,12}=\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{x}l_{2j}^{y}l_{2j}^{z},$$

$$\mathrm{K}_{6,6}=\sum_{i=1}^{n1}k_{1i}^{y}(l_{1i}^{x})^2+\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{y}(l_{2j}^{x})^2+$$

$$+\sum_{i=1}^{n1}k_{1i}^{x}(l_{1i}^{y})^2+\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{x}(l_{2j}^{y})^2$$

$$K_{6,7}=\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{x}l_{2j}^{y},$$

$$K_{6,8}=-\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{y}l_{2j}^{x},\ K_{6,9}=0,$$

$$K_{6,10}=\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{y}l_{2j}^{x}l_{2j}^{z}\ ,K_{6,11}=\sum_{j=1}^{n2}k_{2j}^{x}l_{2j}^{y}l_{2j}^{z},$$

$$K_{6,12} = -\sum_{j=1}^{n2} k_{2j}^{y}(l_{2j}^{x})^2 - \sum_{j=1}^{n2} k_{2j}^{x}(l_{2j}^{y})^2 ,$$

$$K_{7,7} = -K_{1,7} ,\ K_{7,8} = K_{7,9} = K_{7,10} = 0 ,$$

$$K_{7,11} = -K_{1,11} , K_{7,12} = -K_{1,12} ,$$

$$K_{8,8} = -K_{2,8} ,\ K_{8,9} = K_{8,11} = 0 ,$$

$$K_{8,10} = -K_{2,10} , K_{8,12} = -K_{2,12} ,$$

$$K_{9,9} = -K_{3,9} ,\ K_{9,10} = -K_{3,10} ,$$

$$K_{9,11} = -K_{3,11} , K_{9,12} = 0 ,$$

$$K_{10,10} = \sum_{j=1}^{n2} k_{2j}^{y}(l_{2j}^{z})^2 + \sum_{j=1}^{n2} k_{2j}^{z}(l_{2j}^{y})^2 ,$$

$$K_{10,11} = -\sum_{j=1}^{n2} k_{2j}^{z} l_{2j}^{x} l_{2j}^{y} ,\ \ K_{10,12} = -\sum_{j=1}^{n2} k_{2j}^{y} l_{2j}^{x} l_{2j}^{z} ,$$

$$K_{11,11} = \sum_{j=1}^{n2} k_{2j}^{x}(l_{2j}^{z})^2 + \sum_{j=1}^{n2} k_{2j}^{z}(l_{2j}^{x})^2 ,$$

$$K_{11,12} = -\sum_{j=1}^{n2} k_{2j}^{x} l_{2j}^{y} l_{2j}^{z} ,$$

$$K_{6,12} = \sum_{j=1}^{n2} k_{2j}^{y}(l_{2j}^{x})^2 + \sum_{j=1}^{n2} k_{2j}^{x}(l_{2j}^{y})^2 . \qquad (4)$$

В формулах (4) l^x_1, l^y_1, l^z_1, и l^x_2, l^y_2, l^z_2 – координаты крепления амортизаторов рамы и ДГУ в их локальных системах координат.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО ЭКСПЕРИМЕНТА

Для решения системы дифференциальных уравнений (1) в настоящей работе применяется метод временных конечных элементов [3]. Проверка работоспособности метода проводилась на трехмассовой системе с упругими связями, для которой имеется точное аналитическое решение [4]. Кроме того, предлагаемая методика использовалась при моделировании динамического поведения элементов ходовых систем гусеничных машин [5, 6].

На основе изложенного алгоритма был разработан программный комплекс, который позволяет моделировать динамическое поведение ДГУ при любой частоте воздействия. Для известных параметров ДГУ и рамы, а также параметров амортизационного соединения вычисляются динамические перемещения центров масс элементов системы и углы поворота тел относительно осей глобальной системы координат. Задавая приращение частоты внешнего воздействия с определенным шагом, можно вычислить максимальные амплитуды динамических перемещений. Это позволяет строить амплитудно-частотные характеристики ДГУ и рамы. Кроме того, в

Таблица 1. Параметры дизельгенераторной установки

1 локальная подсистема: Рама						
Масса m_1, кг	Момент инерции J_{x1}, кг*м²	Момент инерции J_{y1}, кг*м²	Момент инерции J_{z1}, кг*м²	Координаты центра масс		
				x, м	y, м	z, м
290.000	24.212	102.239	117.825	-0.435	0.079	0.180

Параметры амортизационного крепления						
№	Коэффициенты жесткости			Координаты крепления		
	k^x_1,кН/м	k^y_1,кН/м	k^z_1,кН/м	l^x_1, м	l^y_1, м	l^z_1, м
1.	2646	1078	3871	-1.370	-0.380	0.000
2.	2646	1078	3871	-1.370	0.380	0.000
3.	2646	1078	3871	-0.532	-0.380	0.000
4.	2646	1078	3871	-0.532	0.380	0.000
5.	2646	1078	3871	0.148	-0.380	0.000
6.	2646	1078	3871	0.148	0.380	0.000
7.	2646	1078	3871	0.348	-0.380	0.000
8.	2646	1078	3871	0.348	0.380	0.000
9.	2646	1078	3871	0.548	-0.380	0.000
10.	2646	1078	3871	0.548	0.380	0.000

2 локальная подсистема: ДГУ						
Масса m_2, кг	Момент инерции J_{x2}, кг*м2	Момент инерции J_{y2}, кг*м2	Момент инерции J_{z2}, кг*м2	Координаты центра масс		
				x, м	y, м	z, м
1683.000	177.114	723.428	673.264	-0.200	0.000	0.145

Параметры амортизационного крепления						
№	Коэффициенты жесткости			Координаты крепления		
	k^x_2,кН/м	k^y_2,кН/м	k^z_2,кН/м	l^x_2, м	l^y_2, м	l^z_2, м
1.	3920	882	7056	-1.447	-0.387	-0.100
2.	3920	882	7056	-1.447	0.387	-0.100
3.	3920	882	7056	0.388	-0.365	-0.167
4.	3920	882	7056	0.388	0.365	-0.167
5.	3920	882	7056	0.528	-0.365	-0.167
6.	3920	882	7056	0.528	0.365	-0.167

программном комплексе дополнительно реализовано вычисление собственных частот колебаний ДГУ и рамы на основе метода Якоби [7].

В качестве примера были проведены расчеты дизельгенераторной установки с двухкаскадным амортизационным креплением (Рис. 1), параметры которой приведены в таблице 1.

Для оценки динамического поведения исследуемой конструкции были построены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) продольных, поперечных и вертикальных перемещений центров масс ДГУ и рамы в диапазоне частот внешнего воздействия от 1 Гц до 30 Гц с шагом изменения частоты 0.25 Гц. Кроме того проведен расчет также для наиболее удаленных от центров масс рамы и ДГУ точек крепления амортизаторов, так как это позволяет оценить влияние угловых перемещений элементов системы (Рис. 3). Собственные частоты колебаний рамы и ДГУ имеют следующие значения: f_1=6.8 Гц, f_2=10.7 Гц, f_3=13.5 Гц, f_4=45 9 Гц, f_5=78.2 Гц, f_6=73.9 Гц, f_7=17.0 Гц, f_8

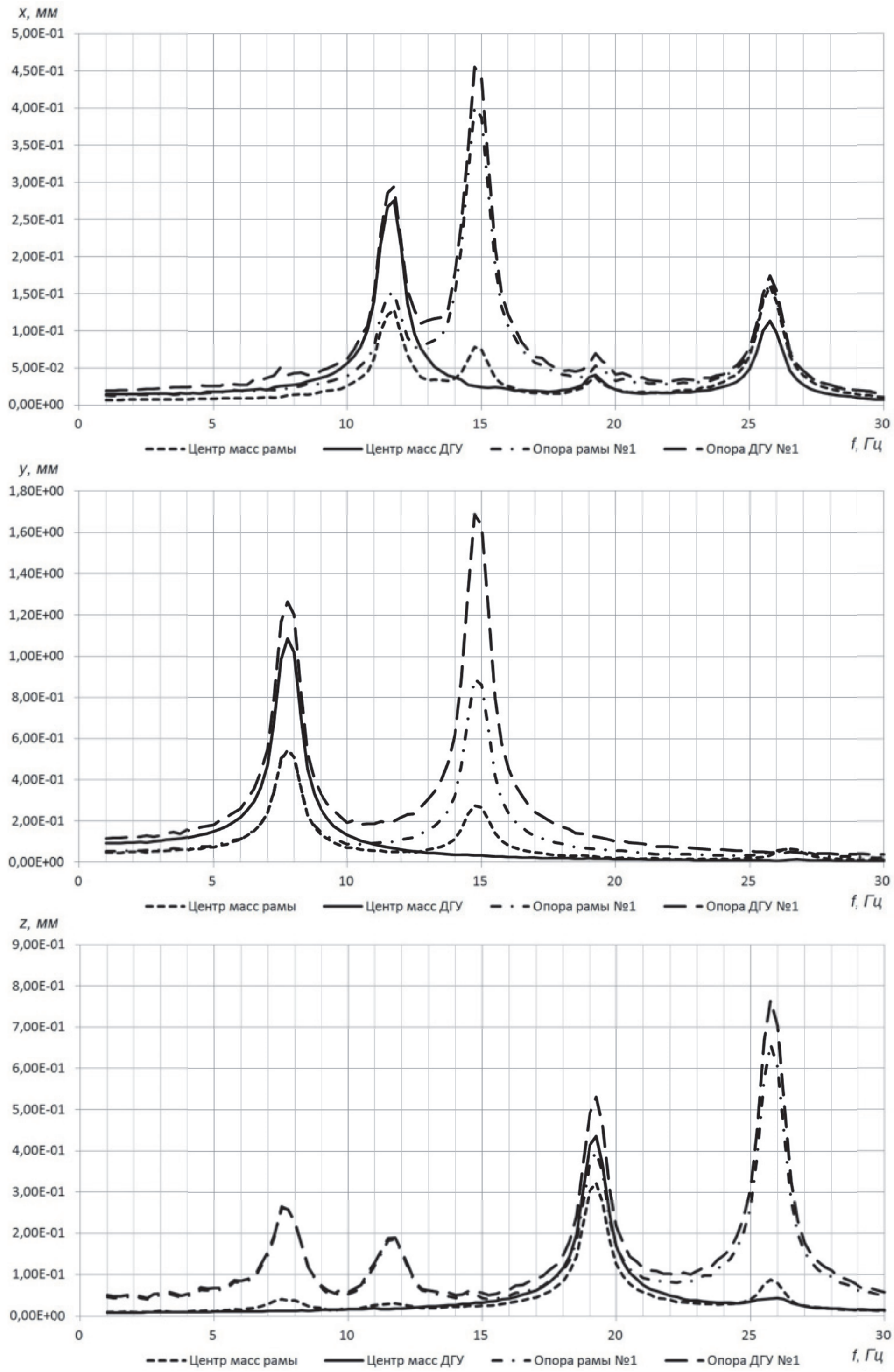

Рис. 3. Расчетные амплитудно-частотные характеристики

=23.0 Гц, f_9 =22.8 Гц, f_{10}=61,9 Гц, f_{11} =119.6 Гц и f_{12} = 128.8 Гц.

Анализ расчетных данных и графиков амплитудно-частотных характеристик показывает возникновение резонанса в областях собственных частот рамы и ДГУ. Приведенную конструкцию нельзя считать удачной, так как значения некоторых собственных частот попадают в рабочий диапазон (для данной конструкции ДГУ рабочий диапазон составляет 15-25 Гц или 900-1500 об/мин).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В заключение можно сделать следующие выводы: предложенная методика и разработанный на её основе программный комплекс позволяют оценить динамические перемещения и динамическую нагруженность элементов амортизации ДГУ при различных параметрах внешнего воздействия. Кроме того, приведенный программный комплекс позволяет проанализировать влияние параметров амортизационного крепления (количество, расположение, жесткостные характеристики амортизаторов) на динамическую нагруженность элементов с целью выявления направлений для улучшения существующих конструкций ДГУ с точки зрения вибрационной защиты.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Расчет амортизации главных двигателей и валопроводов силовых установок высокоскоростных судов: учеб. пособие/ В.Л. Химич, Ю.П. Чернигин. Нижегород. гос. техн. ун-т. – 2-е изд., перераб. –Н.Новгород, 2013. – 108 с.
2. *Тимошенко, С.П.* Колебания в инженерном деле/ С.П. Тимошенко, Д.Х. Янг, У. Уивер. – М.: Машиностроение, 1985. - 472 с.
3. *Howard, G.F.* The Accuracy and Stability of Time Domain Finite Element Solutions/ G.F. Howard, J.E.T. Penny // Journal of Sound and Vibration. – 1978. - № 61(4). - P. 585 – 595.
4. *Вербилов, А.Ф.* Оптимизация параметров узлов ходовой части гусеничных машин с целью снижения их динамической нагруженности: дисс. … канд. техн. наук: 01.02.06 / А.Ф. Вербилов. - Барнаул, 2000. - 157 с.
5. *Вербилов, А.Ф.* Влияние угловой и радиальной жесткостей резинометаллического шарнирного соединения гусеничного движителя на его динамическую нагруженность/ А.Ф. Вербилов, С.А. Коростелев // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2011.- № 1. – С. 180 – 183.
6. *Коростелев, С.А.* Влияние характеристик жесткости опорных катков гусеничного движителя на их динамическую нагруженность / С.А. Коростелев, А.Ф. Вербилов, В.В. Ковалев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2012. Т15, №4(2). – С. 515-518.
7. *Турчак, Л. И.* Основы численных методов. — М.: Наука, 1987.

MATHEMATICAL MODELING OF THE DYNAMIC BEHAVIOR OF A DIESEL GENERATOR UNIT WITH A TWO-STAGE DEPRECIATION SYSTEM

© 2020 V.V. Kovalev, A.F Verbilov, S.A. Ulrikh

Barnaul Law Institute of the Ministry of Internal Affairs of Russia

The paper considers mathematical modeling of the dynamic behavior of a diesel generator unit with a two-cascade suspension system, including rubber shock-absorbers. The results of a numerical study of the existing unit design based on the developed algorithm are presented.

Keywords: diesel generator units, rubber-metal shock absorbers, vibration protection, numerical research methods.

Vitaly Kovalev, Candidate of Technics, Chief at the Technical and Shooting Training Department.
E-mail: 79095020200@yandex.ru
Alexey Verbilov, Candidate of Technics, Associate Professor at the Technical and Shooting Training Department.
E-mail: bubushka@mail.ru
Sergey Ulrikh, Candidate of Technics,Deputy Chief at the Technical and Shooting Training Department.
E-mail: ulrihs22@mail.ru