8. *Щедрин А.В. и др.* Теоретические и экспериментальные исследования охватывающего поверхностного пластического деформирования в условиях применения металлоплакирующих смазочных материалов // Упрочняющие технологии и покрытия, 2014. № 2. С. 11-17.
9. *Щедрин А.В., Козлов А.Ю., Кострюков А.А.* Совершенствование охватывающего поверхностного пластического деформирования за счет регуляризации микрогеометрии поверхности обрабатываемой заготовки // Упрочняющие технологии и покрытия, 2017. Том 13. № 4. С. 162-168.
10. *Щедрин А.В., Козлов А.Ю.* Совершенствование технологии применения металлоплакирующих смазочных материалов в методах охватывающего поверхностного пластического деформирования инструментом с регулярной микрогеометрией // Упрочняющие технологии и покрытия, 2014. № 3. С. 8.
11. *Щедрин А.В., Кострюков А.А., Чихачёва Н.Ю. и др.* Технологические возможности метода комбинированного прошивания отверстий с противодавлением металлоплакирующих смазок // Сборка в машиностроении, приборостроении, 2016. № 9. С. 30-35.
12. *Щедрин А.В., Кострюков А.А.* Применение триботехнологий на основе самоорганизации для системного совершенствования процессов холодного пластического деформирования // Упрочняющие технологии и покрытия, 2017. Том 13. № 11. С. 495-499.

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЁТНЫХ СХЕМ ПРИ ВЫБОРЕ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМ ПОДРЕССОРИВАНИЯ АГРЕГАТОВ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Авсецин А.С.[1], Сысоев М.И.[2], Панфилов В.О.[3], Черненко А.Б.[4]
Email: Avsecin17126@scientifictext.ru

[1]Авсецин Андрей Сергеевич - студент;
[2]Сысоев Максим Иванович - студент;
[3]Панфилов Владислав Олегович - магистрант;
[4]Черненко Андрей Борисович - кандидат технических наук, доцент,
кафедра автомобилей и транспортно-технологических комплексов,
Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) им. М.И. Платова
Новочеркасский политехнический институт,
г. Новочеркасск

Аннотация: *в статье рассмотрены особенности расчётных схем, которые необходимо учитывать в процессе выбора параметров систем подрессоривания различных агрегатов транспортно–технологических машин. Предложен принцип разложения колебаний на две независимые группы: симметричную и антисимметричную. С учётом предложенного принципа получены дифференциальные уравнения колебаний различных агрегатов транспортно–технологических самоходных машин. Определена структура коэффициентов, характеризующих связность колебаний. Приведен анализ основных, принимаемых на практике допущений расчетных схем.*

Ключевые слова: *подрессоривание агрегатов, расчётные схемы, колебания, вибрационное воздействие, упругие элементы.*

FEATURES OF CALCULATION SCHEMES IN THE CHOICE OF PARAMETERS OF THE SUSPENSION SYSTEM OF UNITS OF TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL MACHINES

Avsecin A.S.[1], Sysoev M.I.[2], Panfilov V.O.[3], Chernenko A.B.[4]

[1]Avsecin Andrei Sergeevich - Student;
[2]Sysoev Maxim Ivanovich - Student;
[3]Panfilov Vladislav Olegovich - Graduate Student;
[4]Chernenko Andrei Borisovich - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor,
DEPARTMENT OF CARS AND TRANSPORT-TECHNOLOGICAL COMPLEXES,
SOUTH-RUSSIAN STATE POLYTECHNIC UNIVERSITY (NPI) M.I. PLATOV`S
NOVOCHERKASSK POLYTECHNIC INSTITUTE,
NOVOCHERKASSK

Abstract: *in the article the peculiarities of the design of circuits that need to be considered in the selection process of the parameters of the suspension systems of various units of transport and technological machines. The principle of vibration decomposition into two independent groups is proposed: symmetric and antisymmetric. Taking into account the proposed principle, differential equations of vibrations of various aggregates of transport and technological self–propelled machines are obtained. The structure of coefficients is defined. characterizing the coherence of the oscillations. The analysis of the basic assumptions of the calculation schemes accepted in practice is resulted.*
Keywords: *suspension assemblies, design schemes, oscillations, vibration impact, elastic elements.*

УДК 629.33.022.48.027

Расчет колебаний систем подрессоривания агрегатов транспортно-технологических машин (ТТМ) как механических систем со многими степенями свободы, представляет сложную, трудоемкую вычислительную задачу и поэтому от выбора метода расчета, формы представления исходных данных, а также учёта особенностей расчётных схем зависит надежность, результатов.

Реальный подрессориваемый объект как твердое тело имеет шесть степеней свободы и его движения описываются системой шести совместных уравнений, характеризующих поступательные и угловые перемещения, объекта вдоль и относительно осей декартовой системы координат. В самом общем случае движение объекта по одной из координат может сопровождаться движением по части или всем остальным координатам. Тогда говорят, что колебания объекта связаны, и этот случай может рассматриваться как пример неудачной виброзащитной системы [1]. Как известно, связность колебаний расширяет диапазон собственных частот системы и увеличивает, таким образом, возможности вибрационного воздействия [1,2].

Проблема связанности колебаний значительно упрощается, если объект подвешивания имеет хотя бы одну плоскость симметрии. Для узлов и агрегатов ТТМ такой плоскостью симметрии, как правило, является вертикальная продольная плоскость симметрии. В этом случае колебания распадаются на две независимые группы. К первой группе относятся колебания, происходящие в плоскости симметрии, и поэтому такая группа колебаний называется симметричной. Ко второй группе относятся колебания, в которых центр тяжести объекта движется перпендикулярно плоскости симметрии, и поэтому, такая группа называется антисимметричной. Наряду с этим, в пределах каждой группы можно также разделить колебания.

Тогда собственные частоты колебаний объекта (в общем случае парциальные) определяются следующими зависимостями:

- для поступательного перемещения:

$$\omega_{o\,i} = \sqrt{\frac{c_{i\,i}}{m_i}} \qquad (1)$$

где c_i - жесткость подвески в направлении *i* -й оси;

m – масса объекта;

- для вращательного перемещения:

$$\omega_{o\,i} = \sqrt{\frac{c_{i\,i}}{J_i}}; \qquad (2)$$

где $c_{i\,i}$- угловая жесткость подвески относительно *i* -й оси,

J_i - момент инерции объекта относительно *i* -й оси.

Формулы (1) и (2) пригодны для предварительной оценки частот собственных колебаний объекта на упругих элементах на стадии проектирования.

Для того чтобы записать уравнения колебаний подрессориваемого агрегата ТТМ, необходимо знать характеристики упругих элементов в трех взаимно перпендикулярных направлениях, соответствующих направлениям принятой системы координат. Как правило, направления осей принятой системы координат не совпадают с направлением, перемещение по которому вызывает реакцию только противоположного направления деформации упругих элементов, жесткость которых известна или определена экспериментально. Такое несоответствие наблюдается обычно в плоскости симметрии силового агрегата ТТМ. В этом случае жесткость упругих элементов в направлении координатных осей *x* и *z*, связанных с главными центральными осями инерции, определяется зависимостями

$$\begin{cases} C_z = C'_z cos^2\beta + C'_x sin^2\beta, \\ C_x = C'_x cos^2\beta + C'_z sin^2\beta, \end{cases} \qquad (3)$$

где: C'_x , C'_z - жесткость упругого элемента по двум взаимно перпендикулярным главным направлениям;

β - угол между системой координат с главными центральными осями инерции объекта и системой координат, совпадающей с главными направлениями деформации упругого элемента.

Аналогично обстоит дело и с определением координат крепления упругих элементов подвески в новой системе координат. И в этом случае необходимо повернуть систему координат, в которой определены места крепления упругих элементов, на некоторый угол $\boldsymbol{\beta}$в плоскости симметрии до совмещения с принятой системой координат. Тогда в новой системе координаты установки амортизаторов определяются равенствами:

$$\begin{cases} \overline{X}_i = X_i' \cos \beta_i + Z_i' \sin \beta_i , \\ \overline{Z}_i = Z_i' \cos \beta_i - X_i', \sin \beta_i , \end{cases} \qquad (4)$$

где X_i', Z_i' - координаты крепления упругих элементов, заданные на монтажном чертеже силового агрегата.

Поскольку в качестве упругих элементов агрегатов ТТМ чаще всего применяются резинометаллические конструкции, упругие характеристики которых не линейны, возникает необходимость их линеаризации [1,3]. При этом предполагается, что составляющие деформации и их производные по времени малы и поэтому можно выполнить линеаризацию динамической характеристики упругого элемента, основанную на разложении в ряд Маклорена и пренебрежении членами разложения, имеющими порядок малости ваше первого:

$$R(X, \dot{X}) \approx \frac{\delta R}{\delta X}(0,0)X + \frac{\delta R}{\delta \dot{X}}(0,0)\dot{X} = CX + k\dot{X}; \qquad (5)$$

где $R(X, \dot{X})$ - динамическая характеристика упругого элемента в направлении X;

C - жесткость упругого элемента в направлении оси X;

k - коэффициент сопротивления упругого элемента в направлении оси X;

Необходимо отметить, что (5) предполагает аналитическую форму записи динамической характеристики упругого элемента по результатам эксперимента.

Из изложенного следует, что этапу составления уравнений колебаний подрессориваемого агрегата ТТМ должен предшествовать этап экспериментальных исследований по оценке динамических параметров объекта подвешивания, упругих и демпфирующих характеристик виброопор [1,2].

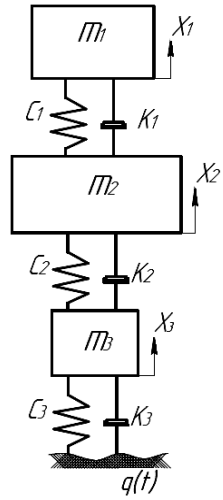

Рис. 1. Расчётная схема

Исследования динамических процессов в реальных объектах требует замены объекта расчетной моделью. Поэтому прежде чем перейти к составлению уравнений колебаний необходимо оговорить принимаемые на практике допущения расчетных схем.

Во-первых, автомобильный агрегат рассматривается как абсолютно твердое тело, прикрепленное к неподвижному и не деформируемому основанию при помощи упругих связей. На практике это означает, что мы пренебрегаем деформацией как подрессориваемого агрегата, так и рамы и, кроме того, не учитываем динамику движущихся деталей, например: кривошипно-шатунного механизма двигателя [1,4]. Очевидно, что при данных допущениях речь может идти только об оценке активной виброизоляции автомобильного агрегата.

При оценке пассивной виброизоляции основание не может считаться неподвижным и расчетная схема (рис. 1) учитывает параметры подвески автомобиля. Как известно, работа автомобильной подвески характеризуется наличием двух равновесных зон, связанных с собственными частотами

колебаний подрессоренной m_2 и неподрессоренной m_3 масс автомобиля. В соответствии с требованиями теории виброизоляции частота собственных колебаний автомобильного агрегата $\boldsymbol{\omega_o}$ должна быть ниже частот m_2 – от 1 до 2 Гц и m_3 – от 5 до 12 Гц.

Однако на практике осуществить такое подрессоривание не удается, так как оно неизбежно связано с большими перемещениями агрегатов, приводящими к неудовлетворительной работе различных вспомогательных систем (систем охлаждения, подачи топлива, различных гидравлических систем, электрооборудования и т.д.).

Таким образом, в случае пассивной виброизоляции вертикальная жесткость подвески агрегата ТТМ должна выбираться с учетом воздействия дорожных неровностей, а также упругих колебаний элементов несущей системы в местах его крепления [2,4].

Во вторых, упругие характеристики виброопор и силы неупругого сопротивления линеаризованы в соответствии с (5).

Как указывалось, выше, подрессориваемые агрегаты ТТМ имеют плоскость симметрии и поэтому их колебания на подвеске распадаются на две группы. В принятой системе координат к первой группе относятся колебания вдоль осей X и Z и вокруг *Y*, а ко второй - колебания вдоль *Y* и кручение вокруг X и Z.

Составим уравнения колебаний силового агрегата, пользуясь принципом Даламбера:

$$\begin{cases} \sum \boldsymbol{P_{x\,i}} = -\boldsymbol{m\ddot{X}}; \sum \boldsymbol{P_{y\,i}} = -\boldsymbol{m\ddot{Y}}; \sum \boldsymbol{P_{z\,i}} = -\boldsymbol{m\ddot{Z}}, \\ \sum \boldsymbol{M_{o\,x}} = -\boldsymbol{J_x\ddot{\alpha}}; \sum \boldsymbol{M_{o\,y}} = -\boldsymbol{J_y\ddot{\beta}}; \sum \boldsymbol{M_{o\,z}} = -\boldsymbol{J_z\ddot{\gamma}}, \end{cases} \quad (6)$$

где: $\boldsymbol{P_i}$ ($\boldsymbol{M_{o\,i}}$) - реакции *i* -й виброопоры в направлении соответствующих осей координат,

$\boldsymbol{m}$ ($\boldsymbol{J_i}$)- масса и моменты инерции силового агрегата относительно соответствующих координатных осей.

На данном этапе расчета не учитываются демпфирующие свойства упругих элементов, но ниже будет показано, как это может быть выполнено. Для того чтобы определить силы, возникающие в упругих элементах при малых колебаниях силового агрегата относительно положения равновесия, необходимо определить их деформации [3,5]. Учитывая принятые направления движения объекта, можно записать:

$$\begin{cases} \boldsymbol{x_i} = \boldsymbol{x} + \boldsymbol{\bar{z}_i\beta} - \boldsymbol{\bar{y}_i\gamma}, \\ \boldsymbol{y_i} = \boldsymbol{y} + \boldsymbol{\bar{x}_i\gamma} - \boldsymbol{\bar{z}_i\alpha}, \\ \boldsymbol{z_i} = \boldsymbol{z} + \boldsymbol{\bar{y}_i\alpha} - \boldsymbol{\bar{x}_i\beta}, \end{cases} \quad (7)$$

где: $\boldsymbol{x\ y\ z}$ - линейные перемещения центра тяжести объекта подрессоривания;

$\boldsymbol{\alpha\ \beta\ \gamma}$ - угловые перемещения объекта подрессоривания;

$\boldsymbol{x_i}$, $\boldsymbol{y_i}$, $\boldsymbol{z_i}$ - деформации *i*-го упругого элемента в направлении соответствующих осей;

$\boldsymbol{\bar{x}_i}$, $\boldsymbol{\bar{y}_i}$, $\boldsymbol{\bar{z}_i}$- координаты крепления *i*-го упругого элемента относительно центра тяжести объекта.

Подставляя в равенства (7) координаты точек крепления каждого упругого элемента, можно определить их деформации в трех взаимно перпендикулярных направлениях, а поскольку нам известны жесткости упругих элементов в этих же направлениях, то определяем и реакции опор на движение силового агрегата.

Подставляя значения реакций в (6) получаем дифференциальные уравнения колебаний агрегата ТТМ, которые с помощью метода Фурье приводятся к следующим уравнениям амплитуд:

- симметричная группа

$$\begin{cases} (\mathbf{a_{11}} - \boldsymbol{mP^2})\boldsymbol{x} + \mathbf{a_{13}}\boldsymbol{z} + \mathbf{a_{15}}\boldsymbol{\beta} = \mathbf{0}, \\ \mathbf{a_{31}}\boldsymbol{x} + (\mathbf{a_{33}} - \boldsymbol{mP^2})\boldsymbol{z} + \mathbf{a_{35}}\boldsymbol{\beta} = \mathbf{0}, \\ \mathbf{a_{51}}\boldsymbol{x} + \mathbf{a_{53}}\boldsymbol{z} + (\mathbf{a_{55}} - \boldsymbol{J_yP^2})\boldsymbol{\beta} = \mathbf{0}, \end{cases} \quad (8)$$

- антисимметричная группа

$$\begin{cases} (\mathbf{a_{22}} - \boldsymbol{mP^2})\boldsymbol{y} + \mathbf{a_{24}}\boldsymbol{\alpha} + \mathbf{a_{26}}\boldsymbol{\gamma} = \mathbf{0}, \\ \mathbf{a_{42}}\boldsymbol{y} + (\mathbf{a_{44}} - \boldsymbol{J_xP^2})\boldsymbol{\alpha} + \mathbf{a_{40}}\boldsymbol{\gamma} = \mathbf{0}, \\ \mathbf{a_{62}}\boldsymbol{y} + \mathbf{a_{64}}\boldsymbol{\alpha} + (\mathbf{a_{66}} - \boldsymbol{J_zP^2})\boldsymbol{\gamma} = \mathbf{0}, \end{cases} \quad (9)$$

Такая простая форма записи получается потому, что в силу симметрии объекта коэффициенты, индексы которых состоят из комбинации четного и нечетного чисел, равны нулю, так как они определяют связи неизвестных (*x, z, β*) симметричной и антисимметричной (*y, α,* $\boldsymbol{\gamma}$) групп.

Коэффициенты a_{11}, a_{22}, a_{33} определяют жесткость подвески силового агрегата соответственно в направлениях осей X, *Y*, Z и имеют структуру

$$\mathbf{a_{11}} = \sum \boldsymbol{C_{i\,x}},\ \mathbf{a_{22}} = \sum \boldsymbol{C_{i\,y}},\ \mathbf{a_{33}} = \sum \boldsymbol{C_{i\,z}} \quad (10)$$

Коэффициенты a_{44}, a_{55}, a_{66} определяют крутильную жесткость подвески силового агрегата соответственно вокруг осей X, *Y*, Z и имеют структуру:

$$\mathbf{a_{44}} = \sum \boldsymbol{C_{i\,y}}\overline{\boldsymbol{Z}}_{\boldsymbol{i}}^{\boldsymbol{2}} + \sum \boldsymbol{C_{i\,z}}\overline{\boldsymbol{Y}}_{\boldsymbol{i}}^{\boldsymbol{2}}, .$$
$$\mathbf{a_{55}} = \sum \boldsymbol{C_{i\,x}}\overline{\boldsymbol{Z}}_{\boldsymbol{i}}^{\boldsymbol{2}} + \sum \boldsymbol{C_{i\,z}}\overline{\boldsymbol{X}}_{\boldsymbol{i}}^{\boldsymbol{2}}, \qquad (11)$$
$$\mathbf{a_{66}} = \sum \boldsymbol{C_{i\,x}}\overline{\boldsymbol{Y}}_{\boldsymbol{i}}^{\boldsymbol{2}} + \sum \boldsymbol{C_{i\,y}}\overline{\boldsymbol{X}}_{\boldsymbol{i}}^{\boldsymbol{2}};$$

Коэффициенты с разными индексами характеризуют связность колебаний, и их структура определяется следующими равенствами:

- симметричная группа

$$\mathbf{a_{13}} = \sum \boldsymbol{C_{i\,x}}\cos(\overline{XY}) = \mathbf{0};\ \mathbf{a_{15}} = \sum \boldsymbol{C_{i\,x}}\overline{\boldsymbol{Z}}_{\boldsymbol{i}};\ \mathbf{a_{35}} = \sum \boldsymbol{C_{i\,x}}\overline{\boldsymbol{X}}_{\boldsymbol{i}}, \quad (12)$$

- антисимметричная группа

$$\mathbf{a_{24}} = \sum \boldsymbol{C_{i\,y}}\overline{\boldsymbol{Z}}_{\boldsymbol{i}};\ \mathbf{a_{26}} = \sum \boldsymbol{C_{i\,y}}\overline{\boldsymbol{X}}_{\boldsymbol{i}};\ \mathbf{a_{46}} = \sum \boldsymbol{C_{i\,y}}\overline{\boldsymbol{X}}_{\boldsymbol{i}}\,\overline{\boldsymbol{Z}}_{\boldsymbol{i}}; \qquad (13)$$

Заметим, что для коэффициентов влияния справедливо равенство:

$$\mathbf{a_{ij}} = \mathbf{a_{ji}} \qquad (14)$$

При учете сил демпфирования в уравнения (8) и (9) войдут первые производные независимых переменных, для коэффициентов пропорциональности (βi j) которых справедливы равенства (11) - (14), если соответствующие жесткости заменить коэффициентами сопротивления упругих элементов в соответствующем направлении.

Предложенная схема составления дифференциальных уравнений колебаний не является единственной [2,4,5]. Аналогичные уравнения могут быть получены, например, если воспользоваться уравнениями Лагранжа второго рода.

Таким образом, рассмотренные в статье особенности расчета вынужденных колебаний агрегатов ТТМ при различных видах возмущающих воздействий, как со стороны самого агрегата, так и дорожных неровностей необходимо учитывать в расчётных схемах в процессе выбора параметров систем подрессоривания.

Список литературы / References

1. *Тольский В.Е., Корчемный Л.В., Латышев Г.В. и др*. Колебание силового агрегата автомобиля. М.: Машиностроение, 1976. 266 с.
2. *Черненко А.Б., Гасанов Б.Г.* Пневматические системы вторичного подрессоривания кабин многоосных автомобилей /Юж.-Рос. гос. техн. ун-т (НПИ). Новочеркасск: ЮРГТУ, 2012. 156 с., с ил.
3. *Ляпунов В.Т., Лавендел Э.Э., Шляпочников С.А.* Резиновые виброизоляторы. Д. Судостроение, 1988.
4. *Ломакин В.В., Черепанов Л.А., Вермеюк В.Н.* и др. Оптимизация передачи колебаний от силового агрегата на кузов автомобиля. Издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. М., 1979. Выпуск 2. С. 101-106.
5. *Ломакин В.В., Нгуен Гуй Чыонг.* Алализ и выбор динамических схем для расчета сложений колебаний силового агрегата автомобиля // Сборник науч. конф. «Колесные машины» МГТУ им. Н. Э. Баумана. М., 2006. С. 216–224.

ИССЛЕДОВАНИЕ СХЕМЫ ТЕМПЕРАТУРНОГО ДАТЧИКА НА БАЗЕ АЦ БМК НА ПРЕДМЕТ РАДИАЦИОННОЙ СТОЙКОСТИ

Горинова А.А.[1], Гущин В.О.[2] Email: Gorinova17126@scientifictext.ru

[1]Горинова Анастасия Андреевна – магистрант,
кафедра автоматического управления и контроля;
[2]Гущин Владимир Олегович – аспирант,
кафедра проектирования и конструирования интегральных микросхем,
Национальный исследовательский университет Московский институт электронной техники,
г. Зеленоград

Аннотация: *в статье описывается исследование влияния дозы рентгеновского излучения на температурную стабильность температурного датчика и рассматривается поведение каждого из блоков, входящих в состав температурного датчика в отдельности. Также в статье приводятся результаты исследования радиационной стойкости экспериментального образца температурного датчика на основе ИОНа и усилительного каскада. Для этого проводятся исследования отдельных блоков и элементов, входящих в состав температурного датчика. Максимальный вклад в температурный уход вносят источник опорного напряжения и полностью дифференциальный операционный усилитель.*

Ключевые слова: *КМОП, КНИ, радиация, температура, температурный датчик, ОУ, ИОН.*