

УДК 629.5

Викулов Станислав Викторович¹, заведующий кафедрой ФХ и ИГ, д.т.н.
e-mail: vikulov-51@mail.ru

Спиридонова Анна Николаевна¹, ассистент кафедры ТБ, к.т.н.
e-mail: spiridonova.a.n@mail.ru

Матвеев Юрий Иванович², заведующий кафедрой ЭСЭУ, д.т.н.
e-mail: matveeveseu@mail.ru

Храмов Михаил Юрьевич², доцент кафедры ЭСЭУ, к.т.н.
e-mail: m.u.hramov@yandex.ru

¹ Сибирский государственный университет водного транспорта, г. Новосибирск, Россия.

² Волжский государственный университет водного транспорта, г. Нижний Новгород, Россия

РАЗВИТИЕ МЕТОДА ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА ОСНОВЕ СИЛ СУХОГО ТРЕНИЯ

Аннотация. В статье для создания постоянной силы трения использована система с сухим трением. Проведено математическое исследование системы компенсатора веса на основе сил сухого трения с постоянным усилием в программном пакете MathCAD. По результатам моделирования сделан вывод, что система находится в уравновешенном состоянии при условии близости к нулю разности силы инерции и вынуждающей силы. Следовательно, предлагаемый компенсатор способен изолировать корпус судна от вибрации судового двигателя.

Ключевые слова: Виброизоляция, компенсатор веса, сухое трение, численное моделирование, система стабилизации.

Традиционные подвески судовых двигателей на основе упругих элементов являются вязкоупругой системой с выраженными резонансами в диапазоне судовой вибрации. Большинство стандартных виброизоляторов, получивших распространение на судах, вызывают резонансные колебания при испытании на массивном фундаменте в пределах от 5 до 23 Гц. В судовых условиях жесткость конструкции фундамента в машинном отделении существенно ниже, что сдвигает диапазон частот до 8-32 Гц.

При конструировании подвесок приходится назначать режимы эксплуатации за пределами резонансов, что возможно только для быстроходных двигателей. Структурный шум, передаваемый через стандартные опоры невозможно устранить, поскольку корпус судна как добротная оболочка является волноводом с низким затуханием. Проблему устранения резонансов возможно решить в подвесках, которые не содержат упругих элементов [1]. Вследствие того, что необходимо скомпенсировать силу тяжести и при этом обеспечить стабильное положение двигателя с большой точностью, необходимо специальное устройство, которое можно назвать компенсатором веса.

Для создания постоянной силы трения будем использовать систему с сухим трением. Рассмотрим быстро вращающийся барабан с прижатой пластиной, передающей силу трения, равную весу ДВС (рис. 1). Поскольку знак скорости не меняется, сила всегда направлена против веса и равна ему, а колебания источника вибрации не будут передаваться на основание. Если снизить скорость вращения барабана до значений меньших амплитуды скорости вибрации, в некоторых фазах движения знак скорости

будет меняться.

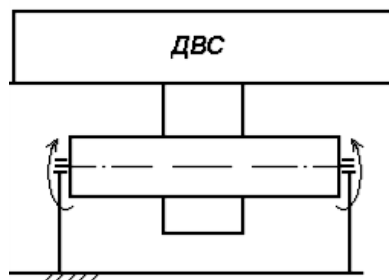


Рисунок 1 – Система с постоянной силой трения между вращающимся барабаном и прижатой пластиной

Таким образом, появляется возможность создания опоры, не содержащей упругих и вязких элементов. В такой опоре сила тяжести должна быть уравновешена противоположной силой, не зависящей от смещения и скорости смещения. Эти два условия являются новыми, поскольку уравнения движения не содержат упругих и вязких сил, а эффективность существенно возрастает, но при этом положение источника вибрации становится неопределенным. Любая малая сила приводит к неограниченным отклонениям энергетического оборудования. Следовательно, необходимо стабилизировать положение источника вибрации без использования упругого элемента.

Предварительный анализ показал три наиболее простых метода создания постоянного усилия: скольжение ползуна по плоской ленте [2], скольжение плоской поверхности по барабану и относительное вращение соосных дисков, прижатых по оси. В первом случае недостатком конструкции является низкая надежность и большие размеры конструкции. Во втором случае недостаток в недостаточном трении и высоком износе контактных поверхностей. Третий случай наиболее перспективный по многим причинам. Укажем на модульность конструкции, позволяющей увеличивать площадь поверхности трения до любой величины. Из этого следует низкое контактное давление. Другое преимущество в получении необходимой силы за счет изменения плеча силы при заданном моменте. Важно также отметить защищенность поверхностей трения корпусом компенсатора.

В основе компенсатора веса лежит конструкция многодисковой фрикционной муфты [3]. Неподвижная полумуфта уравнивает источник вибрации рычагом, установленным на её корпусе. Трёхмерная модель представлена на рис.2.



Рисунок 2 – Неподвижная полумуфта компенсатора веса с рычагом

В отличие от муфты привода, нагруженной чистым моментом, компенсатор дополнительно нагружен силой, которая приложена на расстоянии от оси [4, 5]. Эта сила компенсирует вес оборудования и вычисляется как отношение момента к расстоянию до точки приложения.

Теоретически сила может быть любой при заданном моменте сил трения, но практически это невозможно, поскольку проявляется нелинейность силы от угла поворота при малой длине рычага. Существует и проблема длинного рычага, связанная с появлением поперечных колебаний. Будем опираться на исходный параметр

проектирования компенсатора – массу оборудования. В зависимости от количества опор определяется вес на одной опоре. Давление на подшипники компенсатора равно номинальной нагрузке на опору. Следовательно, момент на валу равен произведению веса на плечо. Этот момент скручивает вал и даёт мощность привода при умножении на скорость вращения. Однако скорость скольжения фрикционных дисков ограничена снизу скоростью вибрации источника колебаний. Составим выражение амплитуды мощности трения в генераторе силы

$$N_f = GV, \quad (1)$$

где G – вес оборудования на одной опоре, Н; V – амплитуда скорости вибрации источника, м/с.

Скорость на диске фрикционной муфты может изменяться от нуля в центре до максимума на внешнем крае диска. Проектирование компенсатора веса рекомендуется выполнять в последовательности, указанной на рис. 3.



Рисунок 3 - Алгоритм проектирования компенсатора веса

Рассмотрим один из вариантов конструктивного выполнения элемента постоянного усилия на основе сухого трения плоских поверхностей (рис. 4). На рисунке представлена схема, содержащая следующую совокупность существенных признаков:

- преобразователь пространственных колебаний, выполненный в виде вертикального стержня 1, закрепленного нижним трехосным шарниром 2 на корпусе источника механических колебаний 3, а верхним на горизонтальном стержне 4, так что центр удара стержня 1 совпадает с верхним шарниром 2;
- преобразователь плоских колебаний, выполненный в виде горизонтального стержня 4, закрепленного плоским шарниром в центре удара на защищаемом объекте 5;
- фрикционный элемент, выполненный в виде двух сжатых по оси кольцевых поверхностей трения 6 и 7, одна из которых закреплена на валу двигателя, а вторая взаимодействует с ней силами трения, и жёстко связана со стержнем 4 преобразователя механических колебаний.

Компенсатор на основе многодисковой фрикционной муфты существенно меньше по

размеру и массе и дальнейшие исследования проводились на нем.

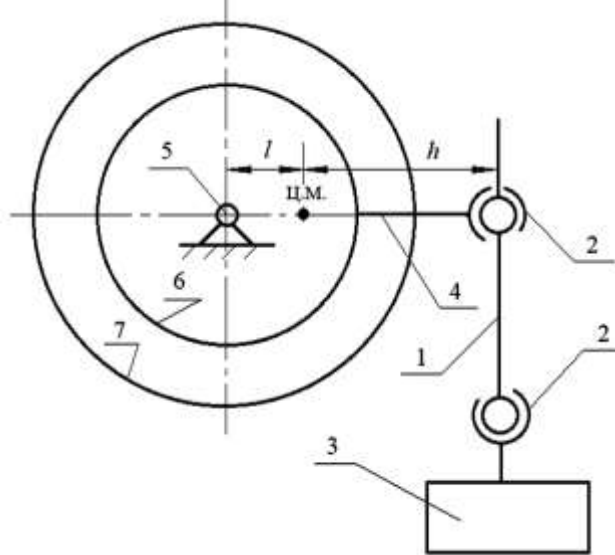


Рисунок 4 – Принципиальная схема компенсатора веса

Выберем полярную систему координат с началом в центре сплошного диска. Дифференциал момента равен

$$dM = 2\pi \cdot r^2 \cdot f \cdot p \cdot dr, \quad (3)$$

где r – текущий радиус; f – коэффициент трения; p – давление в контакте; dr – дифференциал радиуса.

Момент трения сплошного диска

$$M = f p \frac{\pi D^3}{12}, \quad (4)$$

где D – диаметр диска.

В центральной части диска скорость скольжения становится меньше критической, следовательно, поверхность трения не должна иметь центральной части (рис. 5).

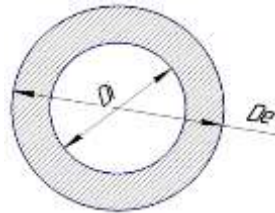


Рисунок 5 – Поверхность трения с внешним D_e и внутренним D_i диаметром

Момент трения в этом случае равен

$$M = f \pi p \frac{D_e^3 - D_i^3}{12}. \quad (5)$$

Момент можно определить через силу и плечо. Выбирая плечо, можно получить необходимую силу, которая компенсирует вес оборудования [6]. При постоянной скорости сухое трение не зависит от скорости скольжения.

Исследования проводились на модели, содержащей вес и силу компенсатора, вынуждающую силу и силу вязкого трения. Уравнение динамики для этой системы имеет вид

$$m \frac{d^2 q}{dt^2} = f \cos \omega t - G + F(q) - b \frac{dq}{dt}, \quad (6)$$

где $\frac{d^2 q}{dt^2}$ – ускорение массы; m – масса; f – амплитуда вынуждающей силы; ω – угловая частота вынуждающей силы; t – время; G – вес; $F(q)$ – сила компенсатора веса; b – коэффициент вязкости демпфера; $\frac{dq}{dt}$ – скорость массы.

Вязкость демпфера определяется декрементом затухания в опыте при сотрясении источника вибрации. Затухание зависит от конструкции электрических кабелей, системы охлаждения, системы подвода топлива, контрольно-измерительной аппаратуры, системы отработанных газов. Учет трения при численном моделировании сокращает переходный процесс без снижения эффективности виброизоляции.

Сила компенсатора $F(q)$ равна и противоположна весу источника вибрации G в том случае, когда амплитуда скорости колебаний q_2 ниже заданного значения v . На языке программирования MathCad получим следующий условный оператор

$$F(q) := \text{if}(q_2 < v, G, 0). \quad (7)$$

Математическая модель с условным оператором имеет вид, представленный на рис. 6.

$$\begin{array}{llll} v := .02 & f := 1000 & m := 1000 & \omega := 100 \\ G := 9.81 \cdot m & F(q) := \text{if}(q_2 < v, G, 0) & & b := 700 \end{array}$$

$$\text{init_vals} := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \text{init_t} := 0 \quad \text{final_t} := 6 \quad \text{Nsteps} := 5000$$

$$D(t, q) := \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ \frac{1}{m}(f \cdot \cos(\omega \cdot t) - G + F(q) - b \cdot q_2) \end{bmatrix}$$

Рисунок 6 – Модель численного интегрирования уравнения динамики с компенсатором веса

В отличие от модели численного интегрирования уравнения динамики для вязкоупругой системы, в данной модели исключается жесткость и добавляется скорость колебаний v и сила компенсатора веса $F(q)$, зависящая от амплитуды скорости колебаний q_2 , а также третий интеграл от ускорения.

Исходные данные оптимизировались на основе норм виброскорости для электрических агрегатов [7]. Недостаточная скорость компенсатора приводит к сцеплению дисков и потере виброизоляции. Большая скорость компенсатора ведёт к увеличению мощности привода. Масса источника вибрации принималась равной средней массе судовой электростанции при мощности до 50 кВт.

В линейных системах с металлическими и упругими резинометаллическими элементами эффективность амортизирующего крепления определяют через коэффициент виброизоляции равный отношению силы на основании к вынуждающей силе или через коэффициент динамичности [8]. В данном случае этот метод непригоден, поскольку для получения упругой силы нужно перемножить амплитуду на жесткость равную нулю. Поскольку опора нулевой жесткости не изменяет динамику массы агрегата, колебания

источника будут гармоническими с частотой вынуждающей силы. Это позволит считать эффективность новым методом, как разность силы инерции и вынуждающей силы. Поскольку сумма вынуждающей силы и силы инерции близка к нулю то, остаток будет реакцией основания.

На рис. 7 показан график силы, действующей на массу и вынуждающей гармонической силы.

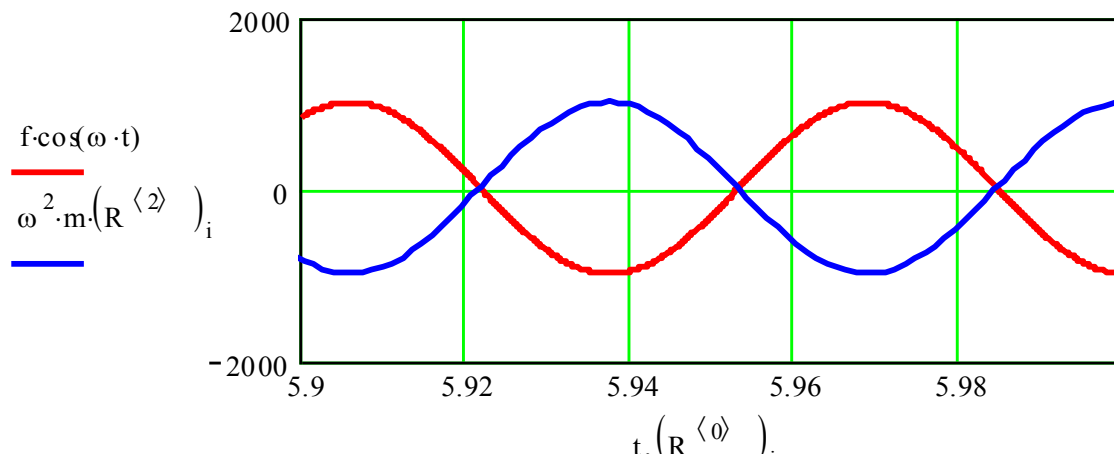


Рисунок 7 – Сравнение силы на массу (синяя линия) и вынуждающей силы (красная линия)

Вывод: Анализ результатов показал, что система находится в уравновешенном состоянии при условии близости к нулю разности силы инерции и вынуждающей силы. Следовательно, предлагаемый компенсатор способен изолировать корпус судна от вибрации судового двигателя.

Список литературы:

1. Зуев А.А. Проблемы виброизоляции / А.А. Зуев, А.К. Зуев, В.А. Четверкин // Проблемы виброизоляции на судах: сборник научных трудов / Новосибирская государственная академия водного транспорта. – Новосибирск, 2003. – С.43-55.
2. Allan Piersol. Harris' shock & vibration Handbook. – 6th edition. / Allan Piersol, Thomas Paez. – New-York: McGraw-Hill Education, 2009. – 1168 p.
3. Барановский А.М. Метод снижения структурного шума судового оборудования / А.М. Барановский, С.В. Викулов, А.Н. Спиридонова // Речной транспорт (XXI век). – 2021. – №1 (97). – С. 49-51.
4. Потянихин А.Н. Маятниковая жесткость пружинных подвесок / А.Н. Потянихин // Научные проблемы транспорта Сибири Дальнего Востока. – 2007. – №1. – С.80-82.
5. Потянихин А.Н. Упругий материал для виброизолирующих конструкций / А.Н. Потянихин, М.К. Романченко/ Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия «Морская техника и технология». – 2009. – №1. – С. 72–75.
6. Спиридонова А.Н. Компенсатор веса в подвеске судового двигателя / А.Н. Спиридонова // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего востока. – 2018. – №1. – С.128-131.
7. Антошкин А.С. Средства малой энергетики с поршневыми двигателями внутреннего сгорания / А.С. Антошкин, А.А. Балашов, Н.И. Валуцкий, А.С. Лихачёв, Д.Д. Матиевский / под редакцией Д.Д. Матиевского. – Барнаул : Изд-во «Агентство рекламных технологий», 2008. – 368 с.
8. Вибрации в технике: справочник в 6-ти томах. Том 1 / Под ред. В. Н. Челомея. – М.: Машиностроение, 1984. – .352 с.

DEVELOPMENT OF THE METHOD OF VIBRATION ISOLATION OF POWER EQUIPMENT BASED ON DRY FRICTION FORCES

S. V. Vikulov, A. N. Spiridonova, Y. I. Matveev, M. Y. Khramov

Abstract. In the work, a dry friction system is used to create a constant friction force. A mathematical study of the weight compensator system based on dry friction forces with constant force in the MathCAD software package has been carried out. Based on the simulation results, it is concluded that the system is in a balanced state under the condition that the difference between the inertia force and the driving force is close to zero. Consequently, the proposed compensator is able to isolate the hull from the vibration of the ship's engine.

Keywords: vibration, vibration isolation, uniaxial model, dry friction, zero stiffness, speed signature.

