Аналізу подлежат выражения (13) и (15). Причем, в (15) все входящие величины детерминированы (определены) и не подлежат варьированию. В (13) можно добиваться требуемых значений $\dot{Z}$, варьируя c и массу m . Для m необходимо ввести допустимый интервал изменения $m_1 \leq m \leq m_2$.

В уравнениях (13) и (15) I – осевой момент инерции системы, приближенно составляет $1,9 \cdot 10^3$ кг·м²; a, b – соответственно расстояния от центра масс основания (платформы) до силы $P(t) = P_0 \sin \omega t$ и до центра пола отсека оператора с действующей на него нагрузкой (рисунок 1). Принято:

$a = 1850$ мм; $b = 2825$ мм; $m = 275$ кг; $M = 14225$ кг.

В соответствии с нормами виброскорость в октавных полосах частот в диапазоне 16...63 Гц не должна превышать значение $1,1 \cdot 10^{-2}$ м/с, т.е. $\dot{Z} \leq 1,1 \cdot 10^{-2}$ м/с. [2].

Из формулы (13) находим требуемую жесткость виброизоляторов пола на рабочем режиме при частоте колебаний $f = 25$ Гц или $\omega = 2\pi f = 157,0$ с⁻¹

Принимаем величину остаточного дисбаланса коленчатого вала и маховика у двигателей типа V12-90 $D = (1,9 \dots 4,0) 10^{-3}$ кг·с², тогда $P_0 = Dw^2 = 3 \cdot 10^{-3} \cdot 197,82^2 = 117,4$ кг = 1150 Н.

Решая уравнение (2.13) относительно жесткости c при $\cos \omega t = 1$, имеем:

$$c = m\omega^2 \left[\frac{P_0 \left(\frac{1}{M} - \frac{ab}{I} \right)}{\dot{Z}\omega - P_0 \left(\frac{1}{M} - \frac{ab}{I} \right)} + 1 \right]. \quad (16)$$

Ранее полученные значения параметров подставляем в (16), тогда $C \approx 616,8$ кН/м для 4-х виброизоляторов пола.

Полученное значение жесткости c является требуемой жесткостью виброизоляторов пола отсека оператора на рабочем режиме.

Таким образом, выражение (16) позволяет произвести приближённый расчёт жесткости виброизоляторов.

1. ГОСТ 2.103-68 Единая система конструкторской документации. Стадии разработки. – М.: Стандартинформ, 2010. 5 с.
2. ГОСТ 12.1.012-2004 Система стандартов безопасности труда. Вибрационная безопасность. Общие требования. – М.: Стандартинформ, 2010. 20 с.

Колтаков А.А., Винокуров С.Д., Коваленко А.В.

**Математическая модель колебаний пола в отсеке оператора электро-станции
ЭСД-200-30Т-400М на транспортном режиме работы**

*Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия им. проф. Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина»
(Россия, Воронеж)*

doi: 10.18411/lj-11-2020-52

idsp: ljjournal-11-2020-52

Аннотация

В статье представлена математическая модель электростанции ЭСД-200-30Т-400М, позволяющая приблизительно определить жёсткость виброизоляторов пола в отсеке оператора при работе дизель-генераторной установки на транспортном режиме.

Ключевые слова: вибрация, виброизоляторы, жесткость, математическая модель.

Abstract

The article presents a mathematical model of a power plant ESD-200-30T-400M, which makes it possible to determine the rigidity of vibration isolators of the floor in the operator's compartment when a diesel generator set is operating in transport mode.

Keyword: vibration, vibration isolators, rigidity, mathematical model

Электростанция ЭСД-200-30Т-400М (ЭСД), смонтированная в кузове и установленная на шасси автомобильного прицепа МА3-5224В, предназначена для питания потребителей переменным током напряжением 400/230В частотой 50Гц по четырехпроводной схеме с изолированной нейтралью. Схема компоновки основных элементов на электростанции представлена на рисунке 1.

Работа агрегатов и вспомогательного оборудования ЭСД вызывает повышенную вибрацию, которая ухудшает условия труда не только человека-оператора, но и всего обслуживающего персонала станции.

Анализ литературных источников показывает, что основными агрегатами и механизмами, определяющими вибрацию на электростанции, являются два дизель-электрических агрегата один типа АД-200 мощностью 200 кВт, второй типа АД-30 мощностью 30 кВт, двигателя-дизеля типа 1Д12В-300, синхронного генератора типа ГСФ-200, двигателя-дизеля типа ЯАЗ-М204Г, синхронного генератора типа ДГФ-82-4к [1].

1 – агрегатный отсек электростанции; 2 – дизель 1-Д12 В-300;
3 – генератор ГСФ-200; 4 – дизель ЯАЗ-М204Г; 5 – генератор ДГФ-82-4Б;
6 – отсек оператора электростанции

Рисунок 1. – Схема компоновки основных элементов на электростанции ЭСД-200-30Т-400М.

Уменьшение уровня вибрации за счет применения виброизоляторов, в основе которых используются эластичные материалы (эластомеры) – один из эффективных методов борьбы с вибрацией. Виброизоляторы выбираются по требуемой жесткости C исходя из значений физико-геометрических параметров защищаемого объекта

Для определения оптимальных характеристик виброизоляторов используем классической теорию колебаний.

Полное рассмотрение колебаний прицепа, в кузове которого размещена дизель-электрическая установка и отсек оператора задача довольно сложная, но применительно к автомобилю она решена [2]. Ограничимся здесь рассмотрением сильно упрощенной схемой в виде системы, состоящей из двух масс (рисунок 2): m_p – масса шасси с кузовом и размещенным в нем оборудованием; m_k – масса отсека с оператором и щитом управления. При этом центр масс m_p считаем расположенным симметрично между рессорами (торсионами) с суммарной жесткостью C_p . Суммарная

жесткость симметрично расположенных четырех виброизоляторов под полом отсека оператора равна C_k . Сопротивление торсионов и виброизоляторов считаем пропорциональным скорости колебаний, возмущаемых наездом всех колес прицепа одновременно на синусоидальные неровности дороги с амплитудой волны X_H .

Рисунок 2. – Упрощенная схема подвески платформы и пола отсека оператора электростанции типа ЭСД.

Эта упрощенная схема далека от истинной, но она позволяет рассмотреть особенности существующей системы типа ЭСД с точки зрения выбора виброизоляторов пола отсека оператора.

Следует иметь в виду, что при полной симметрии выбранной системы мы можем исследовать только вертикальное перемещение масс, а горизонтальные не учитываются.

Задачу можно упростить еще и тем, что будем рассматривать такую скорость движения ЭСД, при которой частота прохождения под колесами синусоидальной неровности с амплитудой X_H далека от собственных частот всей системы в целом. Тогда можно не рассматривать демпфирования β_p и β_k не играющие роли вдали от резонанса.

В этом случае уравнения движения системы при гармоническом кинематическом возмущении имеют вид [1]:

$$\left. \begin{aligned} m_k \ddot{x}_2 + c_k (x_2 - x_1) &= 0 \\ m_p \ddot{x}_1 + c_k x_2 + (c_p + c_k) x_1 - c_p x_H &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где X_1, X_2 – амплитуды перемещения масс рамы с платформой и пола отсека оператора соответственно; X_H – амплитуда перемещения от горизонтального полотна дороги при наезде на неровности дороги; C_p, C_k – жесткость подвески рамы с платформой и виброизоляторов пола отсека оператора соответственно.

Беря известное синусоидальное пробное решение и деля все члены уравнений на $\sin \omega t$, где ω – частота возмущения ($X = -X_H \sin \omega t$), находим окончательно:

$$\left. \begin{aligned} -x_1 c_p + x_2 (-m_k \omega^2 + c_k) &= 0 \\ -x_1 (-m_p \omega^2 + c_p + c_k) - c_k x_2 &= c_p x_H \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Из этих уравнений можно найти амплитуды вынужденных колебаний X_1 и X_2 . Это частное решение, но оно важно, так как рассматриваются установившиеся вынужденные колебания.

Для последующих выводов необходимо в уравнения (2) ввести обозначения:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c_p}{m_p}}, \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{c_k}{m_k}}, \quad \text{где } \omega_1 \text{ и } \omega_2 - \text{собственные частоты рамы включая}$$

платформу, и пола соответственно.

Подставляя X_1 найденное из первого уравнения системы (2) во второе и деля все члены на C_p , получим:

$$x_1 = \frac{x_H \left(I - \frac{\omega^2}{\omega_2^2} \right)}{\left(I - \frac{\omega^2}{\omega_2^2} \right) \left(I - \frac{\omega^2}{\omega_2^2} + \frac{c_k}{c_p} \right) - \frac{c_k}{c_p}} \quad (3)$$

$$x_2 = \frac{x_H}{\left(I - \frac{\omega^2}{\omega_2^2} \right) \left(I - \frac{\omega^2}{\omega_2^2} + \frac{c_k}{c_p} \right) - \frac{c_k}{c_p}} \dots\dots\dots (4)$$

Перемещение пола отсека оператора X_2 с точки зрения безопасности должно ограничиваться требованиями [3]. В частности, в диапазоне частот 10-100 Гц перемещение не должно превышать значений $A = (12,5 \dots 1,25) 10^{-3} \text{ м}$.

Полагая $X_2 = A$ и решая уравнение (4) относительно C_k окончательно получим:

$$C_k = \left(1 - 2 \frac{\omega^2}{\omega_2^2} + \frac{\omega^4}{\omega_2^2 \omega_1^2} - \frac{x_H}{A} \right) \frac{\omega_2^2 c_p}{\omega^2} \quad (5)$$

В качестве примера рассмотрим случай движения электростанции на транспортном режиме при такой скорости, когда частота неровностей ω равна частоте колебаний колес ω_1 , то есть $\omega = \omega_1$.

Тогда из уравнений (2, 4) видно:

$$x_1 = \frac{x_H \left(I - \frac{\omega_2^2}{\omega_2^2} \right)}{\frac{-c_k \omega^2}{c_p \omega_2^2}} \quad (6)$$

$$x_2 = \frac{x_H}{\frac{-c_k \omega^2}{c_p \omega_2^2}}$$

Из уравнения (6) находим жесткость виброизоляторов пола в отсеке оператора:

$$C_k = - \frac{x_n c_p \omega_2^2}{x_2 \omega^2} \quad (7)$$

В данное уравнение подставим физико-геометрические параметры электростанции типа ЭСД, в частности:

$X_n = 0,15\text{ м}$; $C_p = 450\text{ кН/м}$; $\omega \approx 3\text{ с}^{-1}$; $\omega_2 \approx 31,5\text{ Гц}$, $X_2 = A = 0,012\text{ м}$, получим по модулю $C_k = 620\text{ кН/м}$.

Знак минус в правой части выражения (7), говорит о том, что вертикальные перемещения рамы с платформой при наезде на неровность (X_n) и пола отсека оператора происходит в противоположных направлениях.

Таким образом, получены зависимости виброскорости пола отсека оператора и жесткости виброизоляторов, устанавливающие их взаимосвязь с физико-геометрическими параметрами упрощенной динамической системы, а также разработана математическая модель колебаний пола отсека оператора при движении машины по неровностям дороги, учитывающая влияние жесткости подвески мостов.

1. Дрозд А.В., Колтаков А.А., Леонов А.А., Прилепко Е.В. Общая характеристика источников виброакустической энергии электростанции ЭСД-200-30Т-400М //Тенденции развития науки и образования. 2020 г. №66, Часть 1 Изд. НИЦ «Л-Журнал», 2020. С. 160-163.
2. Устинов Ю.Ф. Прогнозирование и методы расчета виброакустических параметров землеройно-транспортных машин: дис. докт. техн. наук. / Ю.Ф. Устинов. – Воронеж: ВГАСА, 1997. – 426 с.
3. ГОСТ 12.1.012-2004 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Вибрационная безопасность. Общие требования – М.: Стандартинформ, 2006. 31 с.

Оганиян А.П., Порохня А.А.

О необходимости совершенствования технического обслуживания и ремонта автомобилей с гибридной силовой установкой на основе оптимизации периодичности технического обслуживания и перечня выполняемых работ

*Северо-Кавказский Федеральный Университет
(Россия, Ставрополь)*

doi: 10.18411/lj-11-2020-53

idsp: ljournal-11-2020-53

Аннотация

В данной статье выявлена и обоснована необходимость совершенствования технического обслуживания и ремонта автомобилей с гибридной силовой установкой. Рассмотрены проблемы технической эксплуатации автомобилей с гибридной силовой установкой в России. Представлен анализ парка легковых гибридных автомобилей.

Ключевые слова: автомобили с гибридной силовой установкой, гибридные автомобили, техническое обслуживание гибридных автомобилей.

Abstract

This article identifies and substantiates the need to improve the maintenance and repair of vehicles with a hybrid power plant. The problems of technical operation of vehicles with a hybrid power plant in Russia are considered. The analysis of the park of light hybrid vehicles is presented.

Key words: cars with a hybrid power plant, hybrid cars, maintenance of hybrid cars.

В настоящее время на смену традиционным автомобилям с двигателем внутреннего сгорания (ДВС) приходят гибридные автомобили, которые по сравнению с первыми являются более совершенными и энергетически эффективными.

Гибридным автомобилем называется транспортное средство, которое совмещает в своей конструкции два типа силовых агрегатов, работающих совместно: ДВС