

ЛЕСОЭКСПЛУАТАЦИЯ

УДК 630*3

В.Ф. ПОЛЕТАЙКИН, Е.В. АВДЕЕВА

Красноярская государственная технологическая академия

**ОЦЕНКА ПАРАМЕТРОВ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ
СИСТЕМЫ ОПЕРАТОР – СИДЕНЬЕ ЛЕСОПОГРУЗЧИКА
НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

Рассмотрены вопросы повышения некоторых эргономических показателей лесопогрузчиков на стадии проектирования.

The problems of improving some ergonomic characteristics of timber loggers at the designing stage have been considered.

При агрегатировании серийных тракторов с технологическим оборудованием лесных машин появляются дополнительные источники вибрации (гидропередача, предохранительная аппаратура и др.), изменяется масса машины, жесткость элементов конструкции. На вибрационную характеристику лесопогрузчиков, кроме этого, влияют специфические режимы работы, обусловленные свойствами предмета труда и расположением его на машине.

Расчеты показывают, что жесткость упругих элементов тракторов ТТ-4М для лесопогрузчиков класса 35...40 кН недостаточна. При движении с грузом рессоры могут деформироваться до ограничителей, при этом подвеска становится жесткой, что приводит к изменению характера возмущающих воздействий в системе оператор – сиденье.

В результате колебаний повышаются утомляемость оператора и вероятность возникновения аварийных ситуаций [1]. Это обуславливает необходимость решения на стадии проектирования задачи по обеспечению параметров вибрации в системе оператор – сиденье на уровне санитарных норм. При оценке вибрации частотным (спектральным)

анализом такими параметрами являются средние квадратичные значения виброскорости (G_v) и их логарифмические уровни (L_v), а также виброускорения (G_a) в октавных полосах частот.

В качестве источника колебаний основания сиденья в диапазоне низких частот принимается кинематическое возбуждение в виде стационарных случайных процессов. При этом характеристика колебаний задается спектральной плотностью перемещения $\tilde{S}_y(\omega)$, скорости $\dot{\tilde{S}}_y(\omega)$ или ускорения $\ddot{\tilde{S}}_y(\omega)$ основания сиденья при движении в режиме грузового хода.

В целях определения указанных параметров были проведены экспериментальные исследования случайных процессов вертикальных ускорений основания сиденья лесопогрузчика на базе трактора ТТ-4. Для регистрации процессов использовали тензометрические акселерометры. Исследования проводили при жесткой и полужесткой подвеске корпуса. В первом случае рессоры блокировали жесткими упорами. В результате математической обработки реализаций случайных процессов получены основные вероятностно-статистические характеристики процессов (математическое ожидание, стандартное отклонение, гистограмма распределения), а также спектральная плотность вертикальных ускорений основания сиденья в диапазоне частот 0...10 Гц ($\tilde{S}_y(\omega)$).

Разработан алгоритм оценки параметров системы виброизоляции рабочего места оператора на стадии проектирования как с учетом, так и без учета динамических свойств тела оператора. Реализация алгоритма на ЭВМ позволяет определить следующие параметры:

- 1) значения относительных $T_x(\omega)$ и абсолютных $T_z(\omega)$ коэффициентов передачи системы виброизоляции;
- 2) средние квадратичные значения вертикальной виброскорости (G_v) и ее логарифмический уровень (L_v), а также виброускорения (G_a);
- 3) средние квадратичные значения перемещений сиденья относительно основания – G_x ;
- 4) вероятность удара сиденья об упор (пробой подвески) – U_x ;
- 5) значения коэффициентов эффективности системы виброизоляции – $K_{эф}(\omega)$.

В соответствии с ГОСТ 12.4.025–76 [2] система обладает виброзащитными свойствами при $K_{эф}(\omega) > 1$ и отношении частоты возбуждения к частоте собственных колебаний $\omega/\omega_0 > 1,41$. При $\omega = 1,41\omega_0$ колебания передаются без изменений ($K_{эф}(\omega) = 1$). Если $\omega/\omega_0 < 1$ ($K_{эф}(\omega) < 1$), система усиливает возмущающие воздействия. Приводим алгоритм оценки системы.

1. Вычисление $T_x(\omega)$:

$$T_x(\omega) = (\omega/\omega_0)^2 / \sqrt{1 - (\omega/\omega_0)^2 + (2D\omega/\omega_0)^2}$$

где D – относительное демпфирование системы.

2. Вычисление $T_z(\omega)$:

$$T_z(\omega) = \sqrt{1 + (2D\omega / \omega_0)^2 / [1 - (\omega / \omega_0)] + (2D\omega / \omega_0)}.$$

3. Вычисление оценок спектральной плотности абсолютной скорости (\dot{z}) для частот возбуждения, охватывающих октавные полосы:

$$\tilde{S}_z(\omega) = 1 / \omega^2 T_z^2(\omega) \tilde{S}_y(\omega).$$

4. Оценка спектральной плотности абсолютного ускорения:

$$\tilde{S}_z(\omega) = T_z^2(\omega) \tilde{S}_y(\omega).$$

5. Оценка спектральной плотности относительного перемещения сиденья (перемещения сиденья относительно основания):

$$\tilde{S}_x(\omega) = 1 / \omega^4 T_x^2(\omega) \tilde{S}_y(\omega):$$

6. Вычисления значений G_v, G_a, L_v :

$$G_v = \sqrt{([\tilde{S}_z(\omega_b)]^2 - [\tilde{S}_z(\omega_n)]^2) / 2}; \quad G_a = \sqrt{([\tilde{S}_z(\omega_b)]^2 - [\tilde{S}_z(\omega_n)]^2) / 2};$$

$$L_v(\omega) = 20 \lg G_v / (5 \cdot 10^{-8}),$$

где ω_b, ω_n – соответственно верхняя и нижняя граничные угловые частоты октавных полос, с^{-1} .

7. Сравнение полученных оценок G_v, L_v, G_a с допустимыми [3].

8. Вычисление средних квадратичных значений перемещения сиденья относительно основания

$$G_x = \sqrt{\sum_0^{\infty} \tilde{S}_x(\omega) \Delta\omega},$$

где $\Delta\omega$ – приращение частоты возбуждения, равное $0,7 \text{ Гц} \approx 4,39 \text{ с}^{-1}$.

9. Определение вероятности удара сиденья об упор (пробоя подвески сиденья) по критерию

$$U_x = d / G_x,$$

где d – свободный ход сиденья.

10. Вычисление коэффициентов эффективности системы виброизоляции $K_{эф}(\omega) = 1 / (T_z(\omega))$.

11. Оценка виброзащитных свойств системы виброизоляции.

В соответствии с приведенным алгоритмом был выполнен анализ линейной системы виброизоляции лесопогрузчика на базе трактора ТТ-4. По результатам анализа можно сделать следующие выводы.

1. Средние квадратичные значения виброускорения (G_a) и логарифмический уровень виброскорости (L_v) в полосах частот 1 и 2 Гц превышают нормативные значения.

2. Средние квадратичные значения относительных перемещений сиденья (G_x) превышают величину свободного хода. Вероятность удара сиденья об упор при жесткой подвеске корпуса составляет 0,375...0,626, при полужесткой 0,317...0,585.

3. В области низких частот (4,39...6,28 с⁻¹) линейная система виброизоляции при рассмотренных параметрах системы оператор – сиденье недостаточно эффективна ($K_{эф}(\omega) < 1$).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. Васильева А.В. О психофизических особенностях труда крановщиков (машинистов) лесопогрузчиков // Охрана труда и эргономика в лесозаготовительной промышленности: Тр.ЦНИИМЭ. - Химки, 1980. - С. 71 - 88. [2]. ГОСТ 12.4.025-76. Вибрация. Методы расчетов виброизоляции рабочего места операторов самоходных машин. Основные положения. - М.: Изд-во стандартов, 1988. - 66 с. [3]. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. - М.: Машиностроение, 1972. - 329с.
-