Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies 4 (2010 3) 463-473
~ ~ ~

УДК 630.377.4

Оценка системы виброизоляции рабочего места оператора гусеничного лесопогрузчика

В.Ф. Полетайкин*
Сибирский государственный технологический университет
Россия 660049, Красноярск, пр. Мира, 82 [1]

Received 3.12.2010, received in revised form 10.12.2010, accepted 17.12.2010

Статья посвящена методам оценки виброизоляции рабочих мест операторов лесных подъемно-транспортных машин спектральным анализом. Приведены результаты оценки параметров системы виброизоляции гусеничных лесопогрузчиков на стадии проектирования.

Ключевые слова: гусеничные лесопогрузчики, система виброизоляции, спектральный анализ.

Введение

При агрегатировании лесопромышленных тракторов с рабочим оборудованием лесопогрузчика вибрационная характеристика их изменяется, так как появляются дополнительные источники высокочастотных колебаний (гидропередача, предохранительная аппаратура, редукторы и т. д.), изменяется масса машины и отдельных ее элементов. Кроме того, на вибрационную характеристику оказывают влияние специфические режимы работы лесопогрузчика. В связи с этим актуальны вопросы исследования и оценки параметров системы виброизоляции рабочего места, а также характеристик случайных процессов возбуждения основания сиденья. Цель настоящей статьи заключается в оценке эффективности системы виброизоляции базового трактора ТТ-4М на стадии проектирования в агрегате с рабочим оборудованием лесопогрузчика расчетом характеристик системы виброизоляции в соответствии с требованиями системы стандартов безопасности труда [1].

Исследованиям воздействий механических колебаний на тело человека и методам их оценок посвящено значительное количество работ [2, 3]. Система стандартов безопасности труда (ССБТ) регламентирует гигиенические нормы вибрации, требования к вибрационным характеристикам производственного оборудования, включая средства транспорта. Стандарты этой системы устанавливают требования к виброизоляционной защите рабочих мест, определяют основные положения методов расчета систем виброизоляции от вертикальных колебаний, воздействующих на операторов в эксплуатационных условиях в диапазоне низких частот. В качестве источника колебаний рабочего места принимается кинематическое возбуждение

* Corresponding author E-mail address: poletaikin_vf@mail.ru
[1] © Siberian Federal University. All rights reserved

основания сидения в виде гармонических, полигармонических и случайных стационарных воздействий. При этом характеристики колебаний основания сиденья определяют экспериментально для конкретных видов машин путем осциллографической регистрации и математической обработки реализаций случайных процессов внешних возмущений на основание сиденья оператора.

При исследованиях и расчетах виброизоляции человеко-машинных систем (ЧМС), к которым относятся и самоходные лесосечные и лесотранспортные машины, оператор рассматривается как колебательная биодинамическая система, включающая дискретные массы, соединенные линейными упругими элементами и амортизаторами, моделирующими мышцы и части тела человека. На величину резонансной частоты в системе существенное влияние оказывает динамическая характеристика сиденья. При случайных возмущениях характер колебаний частей тела оператора определяется спектральным составом процесса. Эффект отрицательного воздействия механических колебаний на организм человека зависит от частоты, амплитуды и времени их восприятия. Так, при колебаниях до 3...5 Гц появляются расстройства вестибулярного аппарата (морская болезнь); при частоте 5...11 Гц – головы, желудка, печени, кишечника; при частотах 11...45 Гц и выше возникает вибрационная болезнь. Кроме этого колебания оказывают отрицательное воздействие на характеристику человека как оператора – на безошибочность его действий [2]. Исследования [4] показывают, что труд операторов лесопогрузчиков по своему характеру может быть отнесен к умственному труду с высоким нервно-эмоциональным напряжением, а в отдельные моменты переходит в категорию тяжелого труда. Воздействие колебаний приводит к ускорению процесса утомляемости оператора, снижению производительности и увеличению вероятности возникновения аварийных ситуаций. Гигиеническими характеристиками при оценке вибрации частотным (спектральным) анализом нормируемых параметров являются средние квадратические значения виброскорости (σ_v) и их логарифмические уровни (L_v), или виброускорения (σ_a) в октавных полосах частот (или 1/3 октавных полосах) [5]. Исходя из этого для оценки эффективности системы виброизоляции необходимо следующее:

1. Определить среднеквадратические значения вертикальной виброскорости и виброускорения для каждой из октавных полос и сравнить их с допустимыми.
2. Определить среднеквадратические значения перемещений сиденья относительно основания (σx) и сравнить его со свободным ходом сиденья (d).
3. Определить вероятность удара сиденья об упор.

Указанные характеристики определяются для двух динамических моделей:

модели, рассматривающей тело человека-оператора как твердое, а массу его и сиденья как единую массу (модель с одной степенью свободы);

модели, рассматривающей тело человека-оператора как линейную одномассовую колебательную систему, обладающую жесткостью и сопротивлением (модель с двумя степенями свободы).

В статье приведены результаты оценки эффективности системы виброизоляции для четырех вариантов:

линейная система виброизоляции без учета динамических свойств тела оператора – полужесткая и жесткая подвеска корпуса лесопогрузчика;

линейная система виброизоляции с учетом динамических свойств тела оператора – полужесткая и жесткая подвеска корпуса лесопогрузчика.

Оценка параметров системы виброизоляции

Для выполнения оценки системы виброизоляции с учетом влияния режимов работы лесопогрузчика необходимы исходные данные:

характеристика возбуждения колебаний основания сиденья – спектральная плотность параметров внешних возмущений;

масса подрессоренной части сиденья m_c, кг;

расчетная схема колебательной системы “оператор-сиденье”;

характеристики сил, возникающих в колебательной системе;

свободный ход сиденья – d, м;

масса оператора, приходящаяся на сиденье – $m_г$, кг.

В качестве источника вертикальных колебаний основания сиденья принимаем стационарный случайный процесс, характеристика колебаний задается при этом спектральной плотностью ускорения в переносном движении – $\tilde{S}_{\ddot{y}}(\omega)$.

Здесь y – перемещение основания сиденья относительно земли;

$\tilde{S}_{\ddot{y}}(\omega)$ – оценка спектральной плотности ускорения основания сиденья относительно земли (в переносном движении).

На рис. 1 представлены оценки спектральной плотности вертикальных ускорений основания сиденья $\tilde{S}_{\ddot{y}}(\omega)$ гусеничного лесопогрузчика, полученные в результате экспериментальных исследований. Характеристиками сил, возникающих в колебательной системе “оператор-сиденье”, являются:

- коэффициент жесткости подвески сиденья – C, Н/м;
- коэффициент сопротивления (для диссипативной силы вязкого трения) -ξ, Нс/м;
- абсолютная величина силы (для диссипативных сил сухого трения) – Н.

Масса оператора, приходящаяся на сиденье определяется по формуле

$$m_r = 5m_{on}/7, \tag{1}$$

где m_{on} – масса оператора, кг.

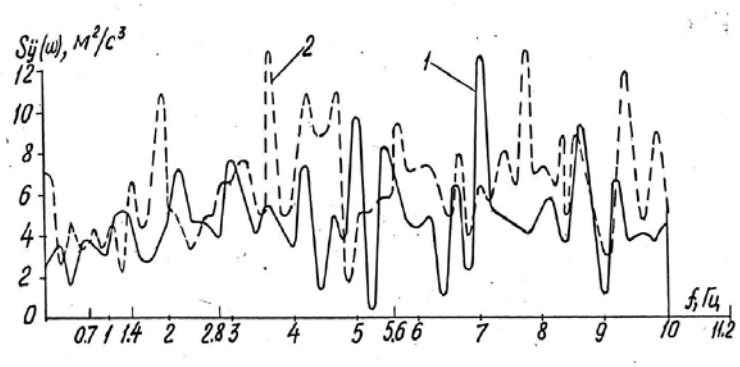

Рис. 1. Спектральная плотность вертикальных ускорений основания сиденья гусеничного лесопогрузчика: 1 – полужесткая подвеска корпуса; 2 – жесткая подвеска корпуса

Значения C, ξ, d, m_c принимали по технической документации на базовый трактор ТТ-4М и в соответствии с данными [1] (C=6520 Н/м, ξ=700 Нс/м, d=0,06м, m_c=16,5 кг).

Оценка системы виброизоляции выполняется при $m_{оп}$=60, 80, 100 и 120 кг.

Оценка параметров линейной системы виброизоляции без учета динамических свойств тела оператора

На рис. 2 представлена расчетная схема линейной динамической системы “оператор-сиденье” без учета динамических свойств тела оператора.

$F_в$ – восстанавливающая сила, $F_д$ – диссипативная сила вязкого трения, z(t) – перемещение сиденья относительно земли, y(t) – перемещение основания сиденья относительно земли, m – масса подрессоренной части сиденья с сидящим оператором.

$$\text{Сила } F_B = c \cdot x, \tag{2}$$

где – -d ≤ x +≤d – перемещение сиденья относительно основания,

$$F_q = \frac{dx}{dt} \cdot \xi, \tag{3}$$

$$m = m_c + m_г. \tag{4}$$

Собственную частоту колебаний системы определим по формуле:

$$\omega_0 = \sqrt{c/m}. \tag{5}$$

Относительное демпфирование системы

$$D = \xi / 2\sqrt{cm}. \tag{6}$$

Исходные данные для оценки системы приведены в табл. 1.

Значения спектральной плотности вертикальных ускорений основания сиденья $\tilde{S}_{\ddot{y}}(\omega)$, соответствующие граничным и среднегеометрическим частотам октавных полос (характеристика возбуждения), приведены в табл. 2.

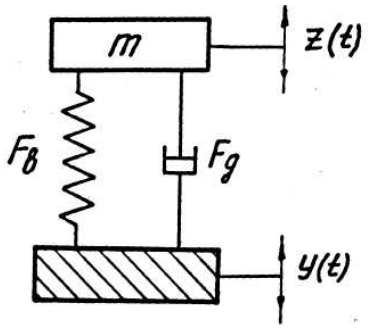

Рис. 2. Система «оператор-сиденье» без учета динамических свойств тела оператора

Таблица 1. Исходные данные для оценки системы виброизоляции

Обозначение величин	Масса оператора ($m_{оп}$), кг			
	60	80	100	120
$m_г$, кг	42,8571	57,1428	71,4285	85,7142
m, кг	59,3571	73,6428	87,9285	102,2142
ω_0, c^{-1}	10,2613	9,2124	8,4309	7,8195
D	0,5746	0,5162	0,4721	0,4379
ω_0^2, c^{-2}	105,2942	84,8683	71,08	61,1446

Таблица 2. Значения $\tilde{S}_{\ddot{y}}(\omega)$, соответствующие граничным и среднегеометрическим частотам октавных полос

Граничные и среднегеометрические частоты ω, c^{-1}	Оценка спектральной плотности вертикального ускорения $\tilde{S}_{\ddot{y}}(\omega)$ основания сиденья, $м^2/с^3$	
	Полужесткая подвеска корпуса	Жесткая подвеска корпуса
4,39	3,811	4,0
6,28	5,0	3,97
8,72	4,715	6,72
12,56	4,6	8,657
17,60	4,094	6,68
25,12	7,5	6,281
35,20	7,443	7,8
50,24	5,0	7,261
70,30	4,5	5,33
100,48	4,5	5,33
141,00	4,5	5,33

где ω – угловая частота возбуждения, c^{-1}.

Алгоритм выполнения оценки системы виброизоляции

1. Вычисление относительного коэффициента передачи при виброизоляции:

$$T_x(\omega) = (\omega/\omega_0)^2 \Big/ \sqrt{\left[1-(\omega/\omega_0)^2\right]^2 + (2D\omega/\omega_0)^2}, \tag{7}$$

2. Вычисление абсолютного коэффициента передачи:

$$T_z(\omega) = \sqrt{1+(2D\omega/\omega_0)^2 \Big/ \left[1-(\omega/\omega_0)^2\right]^2 + (2D\omega/\omega_0)^2} \tag{8}$$

3. Вычисление оценок спектральной плотности абсолютной скорости сиденья dz/dt для частот возбуждения, охватывающих октавные полосы:

$$\tilde{s}_{\dot{z}}(\omega) = \frac{1}{\omega^2} \cdot T_z^2(\omega) \cdot \tilde{s}_{\ddot{y}}(\omega). \tag{9}$$

4. Оценка спектральной плотности абсолютного ускорения сиденья**:**

$$\tilde{s}_{\ddot{z}}(\omega) = T_z^2(\omega) \cdot \tilde{s}_{\ddot{y}}(\omega). \tag{10}$$

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

$$\tilde{s}_x(\omega) = 1/\omega^4 \cdot T_x^2(\omega) \cdot \tilde{s}_{\ddot{y}}(\omega). \tag{11}$$

Вычисление среднеквадратических значений виброскорости σ_v и виброускорения σ_a для каждой из октавных полос:

$$\sigma_a = \sqrt{\frac{\left[\tilde{s}_{\ddot{z}}(\omega_{в})\right]^2 - \left[\tilde{s}_{\ddot{z}}(\omega_{н})\right]^2}{2}}, \tag{12}$$

$$\sigma_a = \sqrt{\frac{\left[\tilde{s}_{\ddot{z}}(\omega_{в})\right]^2 - \left[\tilde{s}_{\ddot{z}}(\omega_{н})\right]^2}{2}}, \tag{13}$$

где $\omega_в$, $\omega_н$ – верхняя и нижняя граничные угловые частоты октавных полос.

7. Сравнение полученных σ_v и σ_a с допустимыми значениями параметров [5].

8. Вычисление среднеквадратичных значений перемещений сиденья относительно основания:

$$\sigma_x = \sqrt{\sum_0^{\sim} s_x(\omega) \cdot \Delta x}. \tag{14}$$

9. Определение вероятности удара сиденья об упор P (пробой подвески) по значению критерия $U=d/\sigma_x$ (табл. 7 [1]).

Вычисления ведем для значения частот от ω=4,39 $с^{-1}$ (нижняя граница первой октавной полосы) до ω, при которой определяемые величины становятся практически равными нулю. Значения параметров σ_v и σ_a приведены в табл. 3

Оценка параметров системы виброизоляции рабочего места с учетом динамических свойств тела оператора

Схема биодинамической системы “оператор-сиденье”, соответствующая рассматриваемому варианту, приведена на рис. 3.

Угловая частота собственных колебаний тела оператора:

$$\omega_r = \sqrt{c_r / m_r}, \tag{15}$$

относительное демпфирование:

$$D_r = \frac{\xi_r}{\sqrt{c_r / m_r}}. \tag{16}$$

Алгоритм оценки рассматриваемой системы аналогичен предыдущему.

Дополнительные данные, необходимые для оценки параметров системы приведены в табл. 4.

Логарифмические уровни виброскорости для каждой из октавных полос определяли по формуле

$$L_v(\omega) = 20 \lg \sigma_v / 5 \cdot 10^{-8}. \tag{17}$$

В табл. 5 приведены значения L_v, вычисленные для двух типов подвески корпуса, а также их допустимые значения.

Таблица 3. Значения σ_v и σ_a без учета динамических свойств тела оператора

Масса оператора, кг	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	Полужесткая подвеска корпуса		Жесткая подвеска корпуса	
		σ_v, м/с	σ_a, м/с^2	σ_v, м/с	σ_a, м/с^2
60	1	0,17	4,2908	0,1592	8,3425
	2	0,0833	5,2723	0,1186	8,6225
	4	0,0059	1,8015	0,01	3,0568
	8	0,00056	0,6640	0,0007	0,694
	16	0	0,8940	0	0,106
80	1	0,1838	5,7200	0,1723	9,0052
	2	0,0901	6,8233	0,1284	9,6665
	4	0,0044	1,2746	0,00707	2,1510
	8	0,0003	0,4349	0,0001	0,4546
	16	0	0,0583	0	0,0689
100	1	0,2020	5,6344	0,1928	9,0266
	2	0,0915	7,0070	0,1307	9,9571
	4	0,0032	0,9178	0,00504	1,5463
	8	0	0,3051	0,0001	0,3189
	16	0	0,0409	0	0,0483
120	1	0,2244	4,9061	0,2199	8,3033
	2	0,0875	6,7173	0,1248	9,5568
	4	0,0022	0,6805	0,00374	1,1462
	8	0	0,2124	0,0001	0,2353
	16	0	0,3110	0	0,0357

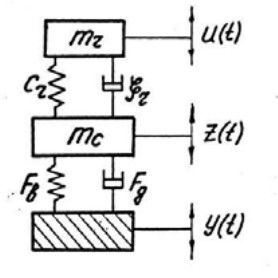

Рис. 3. Схема биодинамической системы «оператор-сиденье» с учетом динамических свойств тела оператора: Cr =52700 Н/м – жесткость тела оператора [1]; ξr= 1070 Нс/м – коэффициент сопротивления тела оператора [1]; U(t) – перемещения тела оператора относительно основания сиденья

Таблица 4. Дополнительные исходные данные

Обозначения величин	Масса оператора ($m_{оп}$), кг			
	60	80	100	120
$\omega_г, c^{-1}$	35,0666	30,3686	27,1625	24,7956
$D_г$	0,3559	0,3082	0,2757	0,2517
$\omega_г/\omega_о$	3,4173	3,2965	3,2217	3,1710
$\omega_г^2/\omega_о^2$	11,6784	10,8668	10,3798	10,0553

Таблица 5. Логарифмические уровни виброскорости (с учетом динамических свойств тела оператора)

Масса оператора, кг	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	Вычисленные $L_v(\omega)$, дБ		Допустимые значения $L_v(\omega)$, дБ
		полужесткая подвеска корпуса	жесткая подвеска корпуса	
60	1	129	129	122
	2	116	119	117
	4	0	0	116
	8	0	0	116
	16	0	0	116
80	1	130	130	122
	2	117	120	117
	4	0	0	116
	8	0	0	116
	16	0	0	116
100	1	130	131	122
	2	117	120	117
	4	0	0	116
	8	0	0	116
	16	0	0	116
120	1	131	132	122
	2	115	118	117
	4	0	0	116
	8	0	0	116
	16	0	0	116

Таблица 6. Значения σ_x, U_x, P с учетом динамических свойств тела оператора

Масса оператора, кг	Полужесткая подвеска корпуса			Жесткая подвеска корпуса		
	σ_x, м	U_x	P	σ_x, м	U_x	P
60	0,0606	9,9	0	0,0687	8,7336	0
80	0,0784	7,6530	0	0,0883	6,7950	0
100	0,0953	6,2959	0	0,1071	5,6022	0
120	0,1110	5,4054	0	0,1236	4,8543	0

Таблица 7. Значения σ_v и σ_a с учетом динамических свойств тела оператора

Масса оператора, кг	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	Полужесткая подвеска корпуса		Жесткая подвеска корпуса	
		σ_v, м/с	σ_a, м/с^2	σ_v, м/с	σ_a, м/с^2
60	1	0,1392	1,3713	0,1429	1,7915
	2	0,0313	2,3924	0,0446	3,3951
	4	0	0,2343	0	0,2359
	8	0	0,2258	0	0,2322
	16	0	0,0811	0	0,0968
80	1	0,151	1,5937	0,1552	1,9798
	2	0,033	2,5181	0,0472	3,5887
	4	0	0,0011	0	0,1866
	8	0	0,1763	0	0,1818
	16	0	0,0587	0	0,0696
100	1	0,1650	2,13	0,1713	1,7572
	2	0,0321	2,4413	0,0457	3,4838
	4	0	0,1510	0	0,5061
	8	0	0,1459	0	0,1508
	16	0	0,0460	0	0,0545
120	1	0,1810	2,7959	0,1881	2,0680
	2	0,0284	2,1593	0,0404	3,0776
	4	0	0,1300	0	0,4350
	8	0	0,1259	0	0,4340
	16	0	0,0381	0	0,0452

Результаты оценки эффективности системы виброизоляции рабочего места оператора лесопогрузчика на стадии проектирования

Эффективность системы виброизоляции рабочего места оценивается коэффициентом эффективности виброзащиты, который определяется по формуле

$$ж_{этм}(\omega) = 1/T_z(\omega). \quad (18)$$

Система обладает виброзащитными свойствами при условии [1] $К_{эф}(\omega)>1$ и отношение частоты возбуждения к частоте собственных колебаний сиденья $\omega/\omega_0>1{,}41$. При $\omega=1{,}41\cdot\omega_0$ колебания передаются без изменения, $К_{эф}(\omega)=1$. Если $\omega/\omega_0< 1{,}41$ ($К_{эф}(\omega)<1$), система усиливает возмущающие воздействия. В соответствии с рекомендациями [1] выполнена оценка параметров системы виброизоляции рабочего места с учетом и без учета динамических свойств тела оператора.

Приведенный алгоритм позволил определить значения коэффициентов передачи системы виброизоляции ($T_z(\omega)$) и соответствующие им коэффициенты эффективности виброзащиты $К_{эф}(\omega)$ для граничных и среднегеометрических частот октавных полос при жесткой и полужесткой подвеске корпуса.

Выводы

По источнику возникновения вибрация, воздействующая на оператора лесопогрузчика, относится к вибрации 1 категории (транспортная).

Среднеквадратические значения относительных перемещений сиденья (σ_x) при всех рассмотренных вариантах параметров (массы оператора, типа подвески корпуса и других) значительно меньше свободного хода (d). Вероятность удара сиденья об упор (пробой подвески сиденья) P=0 (U_x=4,8543...10,1351).

Значения нормируемых параметров σ_v, σ_a, L_v, полученные без учета динамических свойств тела оператора, существенно отличаются от соответствующих параметров, полученных с учетом указанных свойств. Учитывая то обстоятельство, что во втором случае расчетная схема более полно отражает свойства системы, при оценке эффективности виброизоляции следует пользоваться данными, полученными с учетом динамических свойств тела оператора.

Среднеквадратические значения виброскорости (табл. 6) при всех значениях массы оператора и типа подвески корпуса не превышает нормативные значения [5]. Логарифмический уровень виброскорости L_v (табл. 7) при полужесткой подвеске корпуса превышает на 7 дБ нормативное значение в октавной полосе 1 Гц, при жесткой подвеске – на 7 и 2 дБ, соответственно, в полосах частот 1 и 2 Гц.

Среднеквадратические значения виброускорения (табл. 6) в полосах со среднегеометрическими частотами 1 и 2 Гц превышают нормативные значения как при жесткой, так и при полужесткой подвеске корпуса (табл. 7).

В области низких частот система виброизоляции рабочего места трактора ТТ-4М при использовании его в качестве базы лесопогрузчика класса 35 кН недостаточно эффективна. При всех значениях массы оператора при частоте 4,39 $с^{-1}$ $К_{эф}(\omega)<1$. На частотах свыше 8,72 $с^{-1}$ $К_{эф}(\omega)>1$, следовательно, виброзащита оператора обеспечивается. Таким образом, нижней границей области подавляемых частот ($f_н$) следует считать – 1,4 Гц.

Список литературы

1. ГОСТ 12.4.025 – 76 Вибрация. Методы расчета виброизоляции рабочего места операторов самоходных машин. Основные положения – М.: Издательство стандартов, 1986. – 57с.

2. Ротенберг, Р.В. Подвеска автомобиля [Текст] / Р.В. Ротенберг – М.: Машиностроение, 1972. – 329с.

3. Лихачев, В.С. Испытания тракторов [Текст] / В.С. Лихачев – М.: Машиностроение, 1974. – 268с.

4. Васильева, А.В. О психофизиологических особенностях труда крановщиков (машинистов) лесопогрузчиков [Текст] / А.В Васильева //Труды ЦНИИМЭ, Охрана труда и эргономика в лесозаготовительной промышленности. – Химки, 1980. – с. 71 – 88.

5. ГОСТ 12.1.012 – 78. Вибрация. Общие требования безопасности [Текст] М.: Издательство стандартов 1982. –28с.

Estimation of the System of the Vibration Isolation of the Operator's Working Place of the Caterpillar Loggers

Vladimir F. Poletaykin
Siberian State Technological University.
82 Mira, Krasnoyarsk, 660049 Russia

Article is devoted estimation methods of the vibration isolation working place of the operators forest lifting – transport by the spectral analysis. Results of an estimation of parameters of system of the vibration isolation caterpillar loggers on a design stage are resulted.

Keywords: caterpillar loggers, system of the vibration isolation, the spectral analysis