

## ГЛАВА 5. АКУСТИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ КАБИН ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

### 5.1. Основные подходы к акустическому проектированию кабин

Рассмотрим основные теоретические представления и практические результаты борьбы с вибрациями и шумом в транспортном машиностроении, в частности в железнодорожной отрасли.

К настоящему времени накоплен значительный опыт по снижению шума различных путевых машин — выправочно-подбивочных, рихтовочных, щетноочистительных и др., а также в кабинах машинистов подвижного состава.

**5.1.1. Классификация существующих расчётных схем шумообразования.** На транспортных машинах сосредоточено значительное число источников шума, обладающих различной акустической мощностью, которые формируют суммарное звуковое поле на рабочем месте оператора. К ним относят силовую установку, в основном двигателя внутреннего сгорания, системы выпуска отработавших газов и впуска воздуха, системы гидравлики, трансмиссии, цепные и зубчатые передачи, рабочие органы, а также ходовые части машин. Большинство исследователей [1–10], занимающихся вопросами шумообразования в транспортных машинах, отмечают, что основным источником акустического излучения является корпус двигателя в совокупности с системой выпуска отработавших газов.

Анализ конструкций машин показывает, что в зависимости от характера размещения основного источника шума, машины могут быть капотного и бескапотного типов, а также с дизельным отсеком [8–10]. В зависимости от расположения рабочего места по отношению к основному источнику шума и степени оснащения его шумозащитными конструкциями различают машины со встроенной и автономной кабинами, различно расположенными по отношению к капоту, а также без кабин. Классификации основных акустических расчётных схем транспортных машин приведены в табл. 5.1. В том случае, если разрабатываемая машина не соответствует ни одной из типовых расчётных схем, приведенных в табл. 5.1, необходимо предложить новую расчётную схему, придерживаясь следующих положений:

- если дополнительный источник шума (например, гидронасос, редуктор, коробка передач) расположен снаружи кабины и примыкает к какому-то ее элементу, то можно считать, что звуковая энергия этого источника проникает через соответствующий элемент ограждения кабины;
- если на машине располагается рабочий орган активного действия, излучающий шум при работе, то долю шума от этого источника рассчитывать так же, как для двигателя без капота.

Таблица 5.1  
Основные расчётные схемы для определения акустической  
составляющей шума транспортных машин (ТМ)

Тип транспортной машины	№	Расчётная схема	Обозначения	Основные каналы проникновения шума на рабочие места	
				корпуса двигателя	система выпуска
Бескапотные	1		1 — выпуск; 2 — корпус двигателя; 3 — рабочее место (открытое)	Непосредственно от источника	
	2		4 — кабина машиниста	Все панели ограждения	Все панели ограждения, за исключением пола
Капотные	3		5 — капот двигателя; 6 — открытый проём в капоте	Ограждения и нижний открытый проём капота	Непосредственно от источника
	4		7 — пол кабины	Панели ограждения кабины, кроме пола (доля шума, проходящая через поверхность капота). Пол (доля шума, проходящая через нижний открытый проём в капоте)	Все панели ограждения, за исключением пола
С дизельным отсеком	5		8 — перегородка между двигателем и кабиной	1. Перегородка. 2. Ограждения капота и далее панели кабины, кроме перегородки и пола. 3. Нижний открытый проём капота и далее пол	Все панели ограждения, за исключением пола и перегородки
	6		9 — дизельный отсек	Перегородка между кабиной и дизельным отсеком	Панели ограждения, кроме пола и перегородки
	7			Все панели ограждения, кроме пола	

**5.1.2. Аналитические методы исследования процессов распространения шума.** Приводимые ниже аналитические выражения позволяют определить долю шума, проникающего на рабочее место от основных источников определенными каналами, и оценить их вклад в суммарное звуковое поле.

*Шум выпуска, непосредственно проникающий на рабочее место:*

$$L_{\text{вып}}^{p,m} = L_{W_{\text{вып}}} - a_1 + ПН - \beta_{\text{вып}} - x. \quad (5.1)$$

Здесь  $L_{W_{\text{вып}}}$  – спектр звуковой мощности выпуска отработавших газов (определяется экспериментально или по техническому паспорту; для ряда транспортных машин значения  $L_{W_{\text{вып}}}$  приведены в работе [8]);

$$a_1 = 20 \lg R_{\text{вып}} / r_{\text{вып}},$$

где  $R_{\text{вып}}$  – расстояние от среза выпускной трубы до рабочего места, м;  $r_{\text{вып}} = 0,25$  м;  $ПН$  – показатель направленности выпуска (если выпускная труба направлена вверх,  $ПН = 0$ , если в сторону рабочего места,  $ПН = 4$  дБ, если в противоположную сторону,  $ПН = -4$  дБ);  $\beta_{\text{вып}}$  – добавка, учитывающая расположение выпускной трубы на машине. При выводе трубы наверх на капот  $\beta_{\text{вып}} = 0$ , при выводе вбок – 5 дБ, при выводе за капот – 8 дБ [10];  $x$  – числовая добавка, которая при  $\Omega = \pi$  равна 5 дБ, при  $\Omega = 2\pi$  – 8 дБ, при  $\Omega = 4\pi$  – 11 дБ ( $\Omega$  – пространственный угол излучения источников, при излучении в открытое пространство он составляет  $4\pi$ , в полупространстве –  $2\pi$ , в двухгранный угол –  $\pi$ ).

*Шум выпуска, проникающий на рабочее место через соответствующие панели ограждений кабины, с учетом дифракционных явлений:*

$$L_{\text{вып}}^{\text{каб}} = L_{W_{\text{вып}}} - a_1 - \overline{ЗИ}_{\text{каб}} + A_1(\omega) + ПН - \beta_{\text{вып}} - x + 6. \quad (5.2)$$

Здесь  $\overline{ЗИ}_{\text{каб}}$  – приведенная звукоизоляция кабины,

$$\overline{ЗИ}_{\text{каб}} = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^n S_{\text{каб}_i}}{\sum_{i=1}^n S_{\text{каб}_i} \cdot 10^{-0,1(\overline{ЗИ}_{\text{каб}_i} + t_{\text{каб}_i})}},$$

где  $S_{\text{каб}_i}$  – площадь  $i$ -го ограждения (стекло, потолок, дверь, стена и т.п.), через которые шум выпуска проникает в кабину,  $\text{м}^2$ ;  $n$  – число элементов ограждения кабины;  $\overline{ЗИ}_{\text{каб}_i}$  – звукоизоляция  $i$ -го элемента кабины, дБ (некоторые данные по звукоизоляции приводятся в работе [11]);  $t_{\text{каб}_i}$  – добавка к звукоизоляции  $i$ -го ограждения кабины в зависимости от расположения ее панелей по отношению к выпуску, дБ,  $t_{\text{каб}_i} = 5$  – для потолка и боковых панелей,  $t_{\text{каб}_i} = 8$  – для задней панели;

$$A_1(\omega) = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^n S_{\text{каб}_i}}{A_{\text{каб}}},$$

где  $A_{\text{каб}}$  – звукопоглощение кабины,  $\text{м}^2$ ,  $A_{\text{каб}} = \bar{\alpha}_{\text{каб}} S_{\text{каб}}$  ( $\bar{\alpha}_{\text{каб}}$  – средний коэффициент звукопоглощения в кабине (табл. 5.2);  $S_{\text{каб}}$  – общая площадь панелей ограждения кабины,  $\text{м}^2$ ).

Таблица 5.2

Средние коэффициенты звукопоглощения  $\bar{\alpha}$  шумозащитных конструкций транспортных средств

Конструкция	Октавная полоса со среднегеометрической частотой, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Кабина:								
без звукопоглощающих элементов	0,05	0,08	0,15	0,20	0,20	0,15	0,20	0,40
со звукопоглощением	0,30	0,50	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,60
Дизельный отсек	0,11	0,12	0,13	0,14	0,16	0,20	0,20	0,22
Капот	0,19	0,22	0,25	0,27	0,30	0,31	0,33	0,35

*Шум двигателя, непосредственно проникающий на рабочее место:*

$$L_{\text{дв}}^{p,m} = L_{W_{\text{дв}}} - a_2 - x. \quad (5.3)$$

Здесь  $L_{W_{\text{дв}}}$  – спектр звуковой мощности двигателя, дБ [12];

$$a_2 = k_1 \lg \frac{R_{\text{дв}}}{r_{\text{дв}}},$$

где  $k_1$  – коэффициент, принимаемый в зависимости от расстояния между корпусом двигателя и рабочим местом  $R_{\text{дв}}$ , м;  $k_1 = 10$  при  $R_{\text{дв}} \leq 2,5$  м,  $k_1 = 20$  при  $R_{\text{дв}} > 2,5$  м,  $r_{\text{дв}} = 1$  м.

*Шум двигателя, проникающий на рабочее место через соответствующие панели ограждений кабины, с учетом дифракционных явлений:*

$$L_{\text{дв}}^{\text{каб}} = L_{W_{\text{дв}}} - a_2 - \overline{ЗИ}_{\text{каб}} + A_1(\omega) - x + 6. \quad (5.4)$$

Значения  $t_{\text{каб}}$  приведены в табл. 5.3.

Таблица 5.3

Усредненные значения дифракционных поправок  $\epsilon$   
к звукоизоляции панелей ограждения кабин транспортных машин, дБ

Расстояние от двигателя до кабины, м	Панели ограждения кабины	Октавная полоса со среднегеометрической частотой, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
0,1–2,0	Боковые	9	9	9	9	9	9	13	17
	Потолок	5	9	9	12	12	12	15	18
	Задняя	11	14	14	14	14	14	17	20
Свыше 2	Боковые	5	7	7	7	7	7	9	9
	Потолок	6	8	8	8	8	8	10	10
	Задняя	5	11	11	13	13	13	18	18

Шум двигателя, заключенного в капот, проникающий непосредственно на рабочее место:

$$L_{\text{дв.кап}}^{p,м} = L_{W_{\text{дв}}} + C_1(\omega) - \overline{3И}_{\text{кап}} - a_3 - x. \quad (5.5)$$

Показатель  $C_1(\omega)$  рассчитывается по формуле

$$C_1(\omega) = 10 \lg \left( \frac{\chi_{\text{кап}}}{r 4 \pi r_{\text{дв}}^2} + \frac{4 \psi_{\text{кап}}}{B_{\text{кап}}} \right)$$

где  $\chi_{\text{кап}}$  – коэффициент, учитывающий влияние ближнего звукового поля и определяемый по графику на рис. 5.1;  $r_{\text{дв}}$  – расстояние от двигателя до панели капота, м;  $\psi_{\text{кап}}$  – коэффициент, учитывающий нарушение диффузности звукового поля под капотом и определяемый по графику на рис. 5.2;  $B_{\text{кап}}$  – постоянная капота, м<sup>2</sup>.

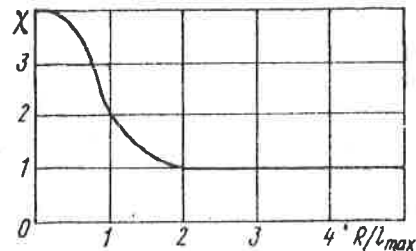


Рис. 5.1. График для определения коэффициента  $\chi$  в зависимости от отношения расстояния  $R$  к максимальному линейному размеру источника  $l_{\text{max}}$

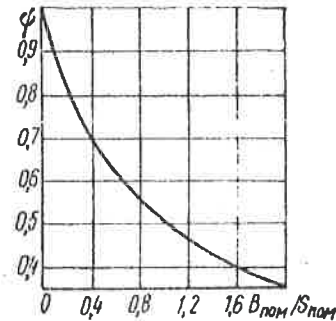


Рис. 5.2. Зависимость коэффициента  $\psi$  от отношения постоянной помещения  $B_{\text{пом}}$  к его площади  $S_{\text{пом}}$

Постоянную капота определяют как:

$$B_{\text{кап}} = \frac{A_{\text{кап}}}{1 - \bar{\alpha}_{\text{кап}}},$$

где  $A_{\text{кап}}$  – звукопоглощение капота, м<sup>2</sup>,  $A_{\text{кап}} = \bar{\alpha}_{\text{кап}} S_{\text{кап}}$ , т.е. это произведение среднего коэффициента звукопоглощения под капотом (см. табл. 5.2)  $\bar{\alpha}_{\text{кап}}$  и общей площади панелей капота  $S_{\text{кап}}$ , м<sup>2</sup>. Приведенная звукоизоляция капота, дБ:

$$\overline{3И}_{\text{кап}} = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^n S_{\text{кап}_i}}{\sum_{i=1}^m S_{\text{кап}_i} \cdot 10^{-0.1(3И_{\text{кап}_i} + t_{\text{кап}_i})}},$$

где  $S_{\text{кап}_i}$  – площадь  $i$ -й панели капота, м<sup>2</sup>;  $m$  – число панелей капота;  $3И_{\text{кап}_i}$  – звукоизоляция  $i$ -й панели капота, дБ [12; 13];  $t_{\text{кап}_i}$  – добавка к звукоизоляции панелей капота в зависимости от их расположения по отношению к рабочему месту, дБ (равна 0, если поверхность расположена напротив рабочего места, 5 дБ – на боковых или верхней панели капота, 8 дБ – на задней по отношению к рабочему месту панели капота).

Для расчета  $a_3$  пользуются формулой

$$a_3 = k_2 \lg \frac{R_{\text{кап}}}{r_{\text{кап}}}$$

где  $k_2$  – коэффициент, принимаемый в зависимости от расстояния  $R_{\text{кап}}$  до рабочего места (при  $R_{\text{кап}} \leq 3$  м  $k_2 = 10$ , при  $R_{\text{кап}} > 3$  м  $k_2 = 20$ );  $r_{\text{кап}} = 1$  м.

Шум двигателя, заключенного в капот или расположенного в дизельном отсеке, проникающий на рабочее место через перегородку кабины:

$$L_{\text{дв.пер}}^{\text{каб}} = L_{W_{\text{дв}}} + C_1(\omega) + b_1 + A_2(\omega) - \overline{3И}_{\text{пер}} + 6. \quad (5.6)$$

$$b_1 = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^n S_{\text{пер}_i}}{S_{\text{кап}}},$$

где  $S_{\text{пер}_i}$  – площадь  $i$ -й панели перегородки, м<sup>2</sup>;  $S_{\text{кап}}$  – общая площадь панелей капота;

$$A_2(\omega) = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^n S_{\text{пер}_i}}{A_{\text{каб}}}.$$

Приведенная звукоизоляция перегородки, дБ:

$$\overline{ЗИ}_{пер} = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^n S_{пер_i}}{\sum_{i=1}^n S_{пер_i} \cdot 10^{-0,13 \overline{ЗИ}_{пер_i}}},$$

где  $\overline{ЗИ}_{пер_i}$  – звукоизоляция  $i$ -й панели перегородки, дБ [12; 13].

При расположении двигателя в дизельном отсеке в формуле (5.6)  $C_1(\omega)$  заменяется на  $C_2(\omega)$ ,  $b_1$  – на  $b_2$ ,

$$C_2(\omega) = 10 \lg \left( \frac{\chi_{\delta.o}}{2\pi r_{\delta.o}^2} + \frac{4\psi_{\delta.o}}{B_{\delta.o}} \right).$$

Здесь  $\chi_{\delta.o}$  – коэффициент, учитывающий влияние ближнего звукового поля и определяемый по графику (рис. 5.1);  $r_{\delta.o}$  – расстояние от двигателя до панелей дизельного отсека, м;  $\psi_{\delta.o}$  – коэффициент, учитывающий нарушение диффузности звукового поля в дизельном отсеке и определяемый по графику (рис. 5.2);  $B_{\delta.o}$  – постоянная дизельного отсека, м<sup>2</sup>,

$$B_{\delta.o} = \frac{A_{\delta.o}}{1 - \bar{\alpha}_{\delta.o}},$$

где  $A_{\delta.o}$  – звукопоглощение дизельного отсека, м<sup>2</sup>,  $A_{\delta.o} = \bar{\alpha}_{\delta.o} S_{\delta.o}$  ( $\bar{\alpha}_{\delta.o}$  – средний коэффициент звукопоглощения в дизельном отсеке – см. табл. 5.2;  $S_{\delta.o}$  – общая площадь дизельного отсека, м<sup>2</sup>).

Значение  $b_2$  находят по формуле:

$$b_2 = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^n S_{пер_i}}{S_{\delta.o}}.$$

*Шум двигателя (заключенного в капот или расположенного в дизельном помещении), проникающий на рабочее место через ограждения капота или дизельного отсека и далее через панели кабины, за исключением перегородки и пола:*

$$L_{\delta.o, каб}^{каб} = L_{w_{\delta.o}} + C_1(\omega) + b_3 - \overline{ЗИ}_{пол} - \overline{ЗИ}_{каб} + A_1(\omega) - x + 6, \quad (5.7)$$

$$b_3 = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^n S_{каб_i}}{S_{каб}}.$$

При расположении двигателя в дизельном отсеке в формуле (5.7)  $C_1(\omega)$  заменяется на  $C_2(\omega)$ ,  $b_3$  – на  $b_4$ ,

$$b_4 = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^n S_{\delta.o_i}}{S_{\delta.o}},$$

где  $S_{\delta.o_i}$  – площадь  $i$ -й панели дизельного отсека, м<sup>2</sup>.

Приведенная звукоизоляция дизельного отсека, дБ:

$$\overline{ЗИ}_{\delta.o} = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^m S_{\delta.o_i}}{\sum_{i=1}^m S_{\delta.o_i} \cdot 10^{-0,1(\overline{ЗИ}_{\delta.o_i} + t_{\delta.o_i})}},$$

где  $\overline{ЗИ}_{\delta.o_i}$  – звукоизоляция  $i$ -й панели дизельного отсека, дБ [12; 13];  $t_{\delta.o_i}$  – добавка к звукоизоляции панелей дизельного отсека в зависимости от их расположения по отношению к рабочему месту, дБ ( $t_{\delta.o_i} = 0$ , если поверхность расположена напротив рабочего места, 5 дБ – при расположении на боковых или верхней панели дизельного отсека, 8 дБ – на задней по отношению к рабочему месту панели дизельного отсека).

*Шум двигателя (заключенного в капот), проникающий на рабочее место через нижний открытый проем в капоте и далее через пол кабины, с учетом отражения от поверхности:*

$$L_{\delta.o, пр}^{каб} = L_{w_{\delta.o}} + C_1(\omega) + b_5 + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_3) - a_4 - \overline{ЗИ}_{пол} + A_3(\omega) - 8, \quad (5.8)$$

$$b_5 = 10 \lg \frac{S_{пр}}{S_{каб}},$$

где  $S_{пр}$  – площадь нижнего открытого проема в капоте, м<sup>2</sup>;  $S_{каб}$  – площадь поверхностей капота, м<sup>2</sup>;  $\bar{\alpha}_3$  – средний коэффициент звукопоглощения отражающей поверхности, на которой расположена машина (табл. 5.4);

$$a_4 = 20 \lg r_{пр},$$

где  $r_{пр} = \sqrt{h_{\delta.o}^2 + \left(\frac{R_{\delta.o}}{2}\right)^2}$ , м; ( $h_{\delta.o}$  – высота установки двигателя над отражающей поверхностью, м;  $R_{\delta.o}$  – расстояние между корпусом двигателя и рабочим местом);  $\overline{ЗИ}_{пол}$  – звукоизоляция пола кабины;

$$A_3(\omega) = 10 \lg \frac{S_{пол}}{A_{каб}},$$

где  $S_{пол}$  – площадь пола кабины, м<sup>2</sup>;  $A_{каб}$  – звукопоглощение кабины, м<sup>2</sup>.

Таблица 5.4  
Средний коэффициент звукопоглощения отражающих поверхностей  $\bar{\alpha}$ ,

Отражающая поверхность	Октавная полоса со среднегеометрической частотой, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Асфальт, бетон	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,06	0,06
Трава, песок	0,10	0,33	0,40	0,80	0,80	0,80	0,80	0,70



Шум двигателя (заключенного в капот или расположенного в дизельном отсеке), проникающий на рабочее место через их ограждения и воздушный промежуток и через ограждения кабины, за исключением пола рассчитывается по формуле:

$$L_{\text{дв.каб}}^{\text{каб}} = L_{W_{\text{дв}}} + C_1(\omega) + b_3 - \overline{3И}_{\text{каб}} - a_3 - \overline{3И}_{\text{каб}} + A_1(\omega) - x + 6. \quad (5.9)$$

При расположении двигателя в дизельном отсеке  $C_1(\omega)$  заменяется на  $C_2(\omega)$ ,  $b_3$  — на  $b_4$ ,  $\overline{3И}_{\text{каб}}$  — на  $\overline{3И}_{\text{д.о.}}$ .

Суммарное внешнее звуковое поле от основных источников определяют на расстоянии 7,5 м от оси движения машины.

Шум выпуска, непосредственно проникающий во внешнее поле, рассчитывают по формуле (5.1), в которой  $R_{\text{вып}}$  заменяют на  $R'_{\text{вып}}$  — расстояние от среза выпускной трубы до расчетной точки, м.

Шум двигателя, непосредственно проникающий во внешнее поле:

$$L_{\text{дв}}^{7,5} = L_{W_{\text{дв}}} - x - 13,5. \quad (5.10)$$

Шум двигателя (заключенного в капот или расположенного в дизельном отсеке), проникающий во внешнее поле через их панели ограждения:

$$L_{\text{дв.кап}}^{7,5} = L_{W_{\text{дв}}} + C_1(\omega) - \overline{3И}_{\text{кап}} + b_3 - 12,5 - x. \quad (5.11)$$

Шум двигателя, заключенного в капот, проникающий во внешнее поле через нижний открытый проем в капоте, с учетом отражения от поверхности:

$$L_{\text{дв.пр}}^{7,5} = L_{W_{\text{дв}}} + C_1(\omega) + b_3 + 10 \lg(1 - \overline{\alpha}_3) - a_3 - 14, \quad (5.12)$$

где  $a_3 = 20 \lg R_{\text{пр}} \left( R_{\text{пр}} = \sqrt{h_{\text{дв}}^2 + 14} \right)$ .

### 5.1.3. Методы расчета воздушной составляющей шума.

Схема 1 (табл. 5.1). Это самая простая для расчета схема. Рабочее место не защищено кабиной, а двигатель не имеет капота, поэтому шумы выпуска и двигателя непосредственно попадают на рабочее место. Воздушный шум на рабочем месте транспортной машины такой акустической схемы рассчитывают по формуле:

$$L_1^{p, \mu} = 10 \lg \left( 10^{0,1 L_{\text{дв}}^{p, \mu}} + 10^{0,1 L_{\text{вып}}^{p, \mu}} \right), \quad (5.13)$$

где составляющая от двигателя

$$L_{\text{дв}}^{p, \mu} = L_{W_{\text{дв}}} - a_2 - x, \quad (5.14)$$

а составляющая от выпуска

$$L_{\text{вып}}^{p, \mu} = L_{W_{\text{вып}}} - a_1 + ПН + \beta_{\text{вып}} - x. \quad (5.15)$$

Схема 2. В машинах, на которых двигатель установлен без капота, а рабочее место защищено кабиной, доли шума от двигателя ( $L_{\text{дв}}^{\text{каб}}$ ) и выпуска ( $L_{\text{вып}}^{\text{каб}}$ ) проникают в кабину через все ее поверхности ограждения. Состав-

ляющая воздушного шума в кабине для машин данной схемы определяется по формулам:

$$L_2^{\text{каб}} = 10 \lg \left( 10^{0,1 L_{\text{дв}}^{\text{каб}}} + 10^{0,1 L_{\text{вып}}^{\text{каб}}} \right), \quad (5.16)$$

где

$$L_{\text{дв}}^{\text{каб}} = L_{W_{\text{дв}}} - a_2 - \overline{3И}_{\text{каб}} + A_1(\omega) - x + 6; \quad (5.17)$$

$$L_{\text{вып}}^{\text{каб}} = L_{W_{\text{вып}}} - a_1 - \overline{3И}_{\text{каб}} + A_1(\omega) + ПН - \beta_{\text{вып}} - x + 6. \quad (5.18)$$

Схема 3. Если двигатель закрыт капотом, а рабочее место не защищено кабиной, шум на рабочем месте от выпуска ( $L_{\text{вып}}^{p, \mu}$ ) проникает прямым путем и определяется по формуле (5.15), а шум двигателя проходит через различные элементы ограждения капота ( $L_{\text{дв.кап}}^{p, \mu}$ ) и через его нижний открытый проем ( $L_{\text{дв.пр}}^{p, \mu}$ ):

$$L_3^{p, \mu} = 10 \lg \left( 10^{0,1 L_{\text{вып}}^{p, \mu}} + 10^{0,1 L_{\text{дв.кап}}^{p, \mu}} + 10^{0,1 L_{\text{дв.пр}}^{p, \mu}} \right), \quad (5.19)$$

где

$$L_{\text{дв.кап}}^{p, \mu} = L_{W_{\text{дв}}} + C_1(\omega) - \overline{3И}_{\text{кап}} - a_3 - x; \quad (5.20)$$

$$L_{\text{дв.пр}}^{p, \mu} = L_{W_{\text{дв}}} + C_1(\omega) + b_3 + 10 \lg(1 - \overline{\alpha}_3) - a_4 - 14. \quad (5.21)$$

Схема 4. В машинах капотного типа с автономной кабиной, отделенной от капота воздушным промежуток, шум выпуска ( $L_{\text{вып}}^{\text{каб}}$ ) и доля шума двигателя, проходящая наружу через стенки капота ( $L_{\text{дв.кап}}^{\text{каб}}$ ), проникают в кабину через все поверхности ограждения, кроме пола. Доля шума выпуска определяется по формуле (5.18). Доля шума двигателя, проникающего наружу через открытый нижний проем капота ( $L_{\text{дв.пр}}^{\text{каб}}$ ), попадает в кабину через пол, отразившись от земли. Таким образом, доля воздушного шума в кабине:

$$L_4^{\text{каб}} = 10 \lg \left( 10^{0,1 L_{\text{вып}}^{\text{каб}}} + 10^{0,1 L_{\text{дв.кап}}^{\text{каб}}} + 10^{0,1 L_{\text{дв.пр}}^{\text{каб}}} \right), \quad (5.22)$$

где

$$L_{\text{дв.кап}}^{\text{каб}} = L_{W_{\text{дв}}} + C_1(\omega) + b_3 - \overline{3И}_{\text{кап}} - a_3 - \overline{3И}_{\text{каб}} + A_1(\omega) - x + 6; \quad (5.23)$$

$$L_{\text{дв.пр}}^{\text{каб}} = L_{W_{\text{дв}}} + C_1(\omega) + b_3 + 10 \lg(1 - \overline{\alpha}_3) - a_4 - \overline{3И}_{\text{пол}} + A_3(\omega) - 8. \quad (5.24)$$

Схема 5. Для машин, у которых двигатель заключен в капот, примыкающий к кабине, шум выпуска ( $L_{\text{вып}}^{\text{каб}}$ ) проникает через поверхность кабины, за исключением пола и перегородки между капотом и кабиной, он определяется по формуле (5.18). Доли шума двигателя проникают в кабину через перегородку ( $L_{\text{дв.пер}}^{\text{каб}}$  — непосредственно от двигателя), через ограждения капота и далее через панели кабины, за исключением пола и перегородки ( $L_{\text{дв.кап}}^{\text{каб}}$ ), и через нижний открытый проем в капоте, а затем через пол кабины ( $L_{\text{дв.пр}}^{\text{каб}}$ ) — см. формулу (5.24). Доля воздушного шума в кабине:

$$L_5^{kab} = 10 \lg \left( 10^{0,1L_{\text{вып}}^{kab}} + 10^{0,1L_{\text{дв.пер}}^{kab}} + 10^{0,1L_{\text{дв.отс}}^{kab}} + 10^{0,1L_{\text{дв.пр}}^{kab}} \right), \quad (5.25)$$

где

$$L_{\text{дв.пер}}^{kab} = L_{W_{\text{дв}}} + C_1(\omega) + b_1 + A_2(\omega) - \overline{3И}_{\text{пер}} + 6; \quad (5.26)$$

$$L_{\text{дв.отс}}^{kab} = L_{W_{\text{дв}}} + C_1(\omega) + b_3 - \overline{3И}_{\text{отс}} - \overline{3И}_{\text{каб}} + A_1(\omega) - x + 6. \quad (5.27)$$

**Схема 6.** В машинах, у которых двигатель размещен в дизельном отсеке, примыкающем к кабине, шум выпуска ( $L_{\text{вып}}^{kab}$ ) проникает в кабину через все ее поверхности ограждения, за исключением пола и перегородки, он определяется по формуле (5.18). Шум двигателя проникает в кабину через перегородку между ней и дизельным отсеком ( $L_{\text{дв.д.о.пер}}^{kab}$ ) и через ограждения дизельного отсека, а затем через панели кабины, за исключением перегородки и пола ( $L_{\text{дв.д.о}}^{kab}$ ). При этом

$$L_6^{kab} = 10 \lg \left( 10^{0,1L_{\text{вып}}^{kab}} + 10^{0,1L_{\text{дв.д.о.пер}}^{kab}} + 10^{0,1L_{\text{дв.д.о}}^{kab}} \right), \quad (5.28)$$

где

$$L_{\text{дв.д.о.пер}}^{kab} = L_{W_{\text{дв}}} + C_2(\omega) + b_2 + A_2(\omega) - \overline{3И}_{\text{пер}} + 6; \quad (5.29)$$

$$L_{\text{дв.д.о}}^{kab} = L_{W_{\text{дв}}} + C_2(\omega) + b_4 - \overline{3И}_{\text{д.о}} - \overline{3И}_{\text{каб}} + A_1(\omega) - x + 6. \quad (5.30)$$

**Схема 7.** В машинах, у которых кабина отделена от дизельного помещения воздушным промежутком, шум выпуска ( $L_{\text{вып}}^{kab}$  — формула (5.18)) и двигателя ( $L_{\text{дв.д.о}}^{kab}$ ) проникает в кабину через все поверхности ограждения, за исключением пола, следовательно,

$$L_7^{kab} = 10 \lg \left( 10^{0,1L_{\text{вып}}^{kab}} + 10^{0,1L_{\text{дв.д.о}}^{kab}} \right), \quad (5.31)$$

где

$$L_{\text{дв.д.о.о}}^{kab} = L_{W_{\text{дв}}} + C_2(\omega) + b_4 - \overline{3И}_{\text{д.о}} - a_3 - \overline{3И}_{\text{каб}} + A_1(\omega) - x + 6. \quad (5.32)$$

Суммарный уровень звукового давления внешнего поля для машин, имеющих расчетные схемы 1 и 2, у которых шум выпуска  $L_{\text{вып}}^{7,5}$  и двигателя  $L_{\text{дв}}^{7,5}$  непосредственно проникает в расчетную точку.

$$L_{1,2}^{7,5} = 10 \lg \left( 10^{0,1L_{\text{вып}}^{7,5}} + 10^{0,1L_{\text{дв}}^{7,5}} \right), \quad (5.33)$$

где

$$L_{\text{вып}}^{7,5} = L_{W_{\text{вып}}} - a_1 - ПН - \beta_{\text{вып}} - x; \quad (5.34)$$

$$L_{\text{дв}}^{7,5} = L_{W_{\text{дв}}} - x - 13,5. \quad (5.35)$$

Суммарное внешнее звуковое поле машин, соответствующих расчетным схемам 3–5, у которых шум выпуска ( $L_{\text{вып}}^{7,5}$ ) непосредственно проникает в расчетную точку, а доли шума двигателя — через панели ограждения капота ( $L_{\text{дв.кап}}^{7,5}$ ) и нижний открытый проем в капоте ( $L_{\text{дв.пр}}^{7,5}$ ),

$$L_{3,4,5}^{7,5} = 10 \lg \left( 10^{0,1L_{\text{вып}}^{7,5}} + 10^{0,1L_{\text{дв.кап}}^{7,5}} + 10^{0,1L_{\text{дв.пр}}^{7,5}} \right), \quad (5.36)$$

где

$$L_{\text{дв.кап}}^{7,5} = L_{W_{\text{дв}}} + C_1(\omega) - \overline{3И}_{\text{кап}} + b_3 - x - 12,5; \quad (5.37)$$

$$L_{\text{дв.пр}}^{7,5} = L_{W_{\text{дв}}} + C_1(\omega) + b_5 + 10 \lg(1 - \bar{\alpha}_3) - a_5 - 14. \quad (5.38)$$

У машин с дизельным отсеком, соответствующих схемам 6 и 7, шум выпуска ( $L_{\text{вып}}^{7,5}$ ) непосредственно проникает во внешнее поле (5.34), а шум двигателя — через панели ограждения дизельного отсека ( $L_{\text{дв.д.о}}^{7,5}$ ). При этом суммарное внешнее звуковое поле

$$L_{6,7}^{7,5} = 10 \lg \left( 10^{0,1L_{\text{вып}}^{7,5}} + 10^{0,1L_{\text{дв.д.о}}^{7,5}} \right), \quad (5.39)$$

где

$$L_{\text{дв.д.о}}^{7,5} = L_{W_{\text{дв}}} + C_2(\omega) - \overline{3И}_{\text{д.о}} + b_4 - x - 12,5. \quad (5.40)$$

Таким образом, для каждой расчетной схемы имеется совокупность аналитических выражений, позволяющих прогнозировать уровень шума на рабочем месте машиниста или в расчетной точке внешнего поля, что позволяет сформулировать требования к шумозащите на стадии проектирования.

**5.1.4. Методы расчета структурной составляющей шума.** Звуковая вибрация играет немаловажную, а иногда и решающую роль в процессах шумообразования на путевых машинах и строительно-дорожных машинах. Чтобы рассчитать вклад звуковой вибрации в процессы шумообразования на машине, необходимо определить характер распространения вибрации по элементам конструкций машин и шумоизлучение ограждающих конструкций в расчетной точке.

Расчеты распространения звуковой вибрации, как правило, базируются на энергетическом методе, основы которого были разработаны В. Вестфалем. Расчет излучения шума в помещение при вибрации ограждающих конструкций выполняется, если известны коэффициенты излучения. Формулы для расчета коэффициентов ряда конструкций были предложены Г. Мейданеком.

Метод Вестфалю основан на гипотезе об эргодичности вибрационных полей и понятии пространственной плотности энергии. Вся система разбивается на элементы, каждый из которых характеризуется плотностью энергии  $W_i$ , переход энергии через соединения определяется с помощью коэффициентов.

Условие энергетического баланса записывается в виде системы алгебраических уравнений

$$U_i \left( \sum_{j=1}^n \alpha_{ij} + \beta_i \right) + \sum_j U_j \alpha_{ji} + W = 0, \quad (5.41)$$

где  $U_i$  – плотность колебательной энергии  $i$ -го элемента;  $W$  – мощность источника колебательной энергии;  $\alpha_{ij}$  – коэффициент передачи энергии между пластинами  $i$  и  $j$ ;  $\beta_i$  – коэффициент внутренних потерь в пластине;

$$\alpha_{ij} = c \tau_{ij} l_{ij};$$

$c$  – групповая скорость, м/с;  $\tau_{ij}$  – коэффициент прохождения диффузной энергии из пластины  $i$  в пластину  $j$ ;  $l_{ij}$  – общая длина двух смежных пластин  $i$  и  $j$ ;

$$\beta_i = \eta_i S_i \omega;$$

$\eta_i$  – коэффициент потерь  $i$ -й пластины;  $S_i$  – площадь  $i$ -й пластины;  $\omega$  – угловая частота ( $\omega = 2\pi f$ ).

Первый член в уравнении (5.41) учитывает переход энергии из одной пластины в другую, второй – характеризует потери в пластине.

Метод Вестфаля, усовершенствованный И.И. Ключиным [14], В.М. Спиридоновым [15], А.С. Никифоровым [16; 17], Б.Д. Тартаковским [18; 19], послужили основой для разработки методов расчета звуковой вибрации в судостроении. Основные положения этих методов используются для расчетов звуковой вибрации на путевых машинах и строительно-дорожных машинах.

Доля структурного шума в кабине, дБ:

$$L_{стр}^{каб} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1 L_i^B}, \quad (5.42)$$

где  $L_i^B$  – шум, излучаемый  $i$ -й ограждающей поверхностью кабины, дБ;  $n$  – число ограждающих поверхностей;

$$L_i^B = (L_V^{нол} - \Delta_i) + 10 \lg \frac{S_{каб_i}}{\bar{\alpha}_{каб} S_{каб}} + 10 \lg \sigma_i + 6, \quad (5.43)$$

где  $L_V^{нол}$  – вибрация на полу кабины (принимается, что наибольшая вибрация на полу кабины, от которого она передается на другие ограждающие поверхности), дБ;  $\Delta_i$  – поправка на затухание вибрации на элементах кабины, дБ (табл. 5.5);  $S_{каб_i}$  – площадь  $i$ -й ограждающей конструкции кабины, м<sup>2</sup>;  $\bar{\alpha}_{каб}$  – средний коэффициент поглощения в кабине;  $S_{каб}$  – площадь поверхностей ограждения кабины, м<sup>2</sup>;  $\sigma_i$  – коэффициент звукоизлучения  $i$ -й ограждающей поверхности кабины.

Таблица 5.5

Экспериментальная поправка  $\Delta_i$  на затухание вибрации в элементах кабины путевых машин и строительно-дорожных машин

Тип машин	Наименование ограждающей конструкции	Значение $\Delta_i$ , дБ, в октавных полосах частот, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Строительно-дорожные машины, средние путевые машины	Пол	0	0	0	0	0	0	0	0
	Стены	3	3	5	5	5	8	10	10
	Потолок	5	5	7	7	7	10	12	12
Тяжелые путевые машины	Пол	0	0	0	0	0	0	0	0
	Стены	5	7	7	9	9	11	13	15
	Потолок	7	9	9	11	13	13	15	17

Вибрация на полу кабины путевых машин и строительно-дорожных машин, дБ:

$$L_V^{нол} = L_V^{ист} - \Delta L_V^{ист} - \Delta L_V^{ист} - \Delta L_V^{каб}, \quad (5.44)$$

где  $L_V^{ист}$  – уровни виброскорости источника вибрации (д.в.с., рабочий орган) относительно стандартного нулевого порога виброскорости  $V_0 = 5 \times 10^{-8}$  м/с (по данным экспериментов);  $\Delta L_V^{ист}$ ,  $\Delta L_V^{каб}$  – перепад вибрации на виброизоляторах, на которые установлены соответственно источник вибрации или кабина, дБ (из паспортных данных виброизоляторов или из данных экспериментов).

Затухание вибрации по рамным конструкциям машин (дБ) в предположении, что нет диссипативных потерь, а фронт вибрационной волны расширяется в присоединенных конструкциях, определяется по приближенной формуле:

$$\Delta L_V^{ист} = 10 \lg \frac{2R_B}{a_{ист}^B} + \Delta, \quad (5.45)$$

где  $R_B$  – расстояние от источника вибрации до центра пола кабины, м;  $a_{ист}^B$  – наибольшее расстояние между точками крепления источника вибрации к раме машины, м;  $\Delta$  – добавка ( $\Delta = 1-2$  дБ).

Спектр шума в кабине  $L_{каб}$  определяется энергетическим суммированием составляющих воздушного шума  $L_{возд}^{каб}$  и звуковой вибрации  $L_{стр}^{каб}$ .

Для примера определим вклад звуковой вибрации в звуковое поле, излучаемое стенками капота. Толщина стен капота 1 мм, стены однородные. В качестве исходных величин вибрации на опорах источника – двигателя внутреннего сгорания взяты экспериментально полученные значения уровней виброскорости 116, 112, 110, 105, 104, 102 и 100 дБ в октавных полосах частот со среднегеометрическими значениями 63, 125, 250, 500,



1000, 2000, 4000 Гц. В качестве исходных значений приняты: коэффициент потерь  $\eta = 0,01$ , средний коэффициент звукопоглощения  $\bar{\alpha} = 0,1$ . Значения уровня звукового давления определялись по формуле (5.43). Результаты теоретического исследования вклада звуковой вибрации при изменении основных конструктивных параметров (коэффициента потерь ограждающих конструкций, среднего коэффициента поглощения, толщины стен и площади капота) показаны на рис. 5.6.

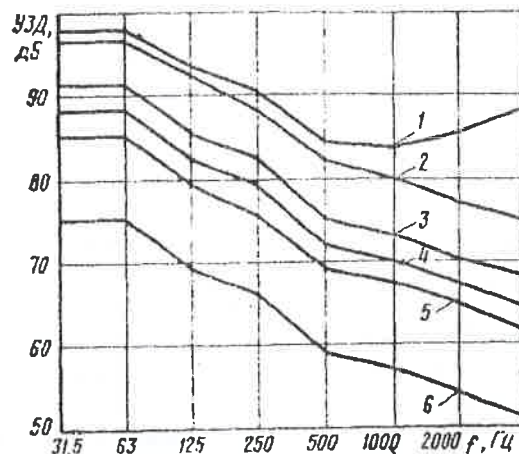


Рис. 5.6. Зависимость звукоизлучения стенок капота от конструктивных параметров: 1 -  $h_1 = 5h$ ; 2 -  $\eta = 0,001$ ; 3 -  $\bar{\alpha}_1 = 0,5$ ; 4 -  $\bar{\alpha} = 0,1$ ;  $h = 1$  мм,  $\eta = 0,001$ ; 5 -  $S_1 = 2S$ ; 6 -  $\eta_2 = 0,2$

Примечание:  $h, h_1$  — толщина стен капота;  $\eta$  — коэффициент потерь;  $\bar{\alpha}$  — средний коэффициент звукопоглощения под капотом;  $S$  — площадь капота.

Исследования показали следующее:

- увеличение коэффициента потерь в 10 раз уменьшает звукоизлучение капота на 10 дБ;
- увеличение толщины стен в 5 раз увеличивает звукоизлучение до 10 дБ;
- увеличение среднего коэффициента звукопоглощения в 5 раз уменьшает звукоизлучение на 5 дБ;
- увеличение площади капота в 2 раза увеличивает звукоизлучение на 3 дБ.

Следовательно, для снижения вклада звуковой вибрации нужно или вносить потери на ограждающие поверхности путем нанесения на метал-

лические стенки капота вибропоглощающих покрытий, или снижать вибрацию силовой установки устройством виброизоляторов.

**5.1.5. Проектирование шумозащиты.** Снизить шум транспортных машин можно одним из трех способов:

- 1) доводкой опытного образца или модернизацией созданной машины;
- 2) проектированием по аналогии с уже созданными малозумными машинами;
- 3) расчетом шума и использованием шумозащитных средств, оптимизацией и выбором шумозащитного комплекса при проектировании машины (табл. 5.6).

Таблица 5.6

Способы снижения шума транспортных машин

Способ снижения шума	Практически реализуемая эффективность, дБА	Стоимость, % от стоимости машины
Доводка опытного образца или модернизация созданной машины	10–15 Св. 15–30	6–10 20–40
Проектирование по аналогии с известными шумозащищенными машинами	10–20	—
Проектирование на основе расчета, и оптимизации шумовиброзащитного комплекса	10–15 Св. 15–35	2–3 5–10

Первый способ нашел наиболее широкое применение при проектировании малозумных транспортных машин. Методы шумозащиты выбирают экспериментальным путем. Этот выбор носит, в некоторой мере, случайный характер, поэтому стоимость шумозащитного комплекса велика: она может достигать от 6 до 10 % стоимости машины при эффективности шумоглушения 10–15 дБА и 20–40 % при эффективности свыше 15 и до 25–30 дБА [20; 21].

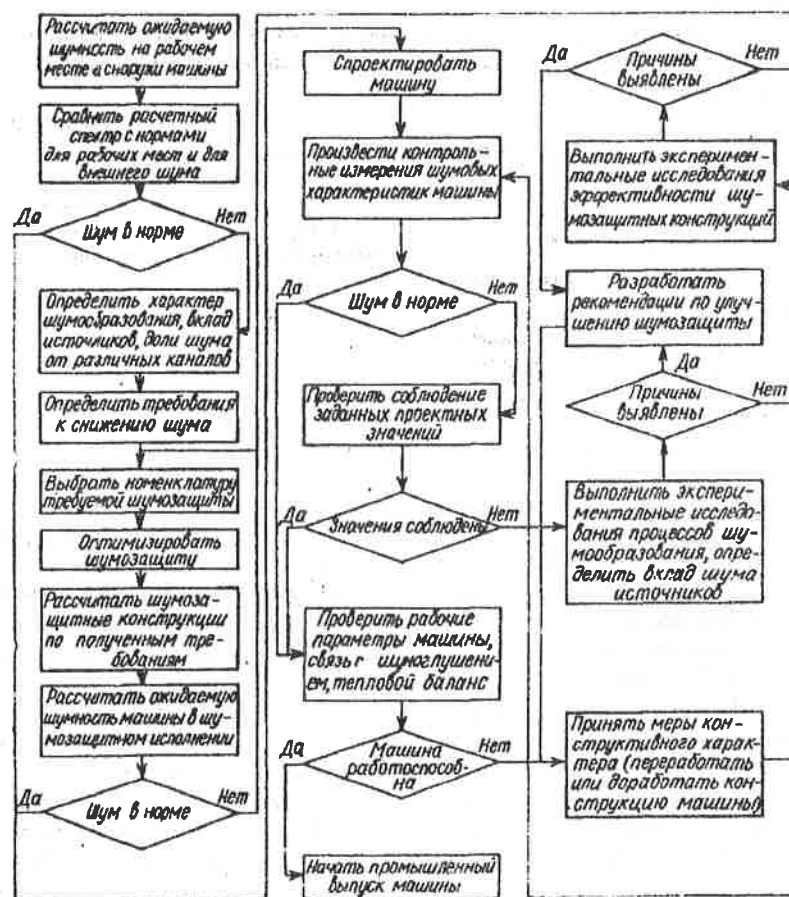
Второй способ хотя и наиболее прост, но не всегда целесообразен и эффективен, так как между новой машиной и ее аналогами нет полного тождества (изменяются источники шума, компоновочные схемы и т.д.).

Третий способ — создание шумозащиты в процессе проектирования машины — наиболее эффективен. Он требует расчета и оптимизации шумозащитного комплекса. Стоимость шумозащиты не превышает 2–3 % от стоимости машины при ее эффективности 10–15 дБА [20; 21]. Решение проблемы шумозащиты на стадии проектирования наиболее целесообразно, трудность заключается в выполнении правильных акустических расчетов.

При проектировании малозумных машин перед конструкторами стоит задача разработать или выбрать комплекс средств, обеспечивающих



Порядок разработки и выбора шумовиброзащитного комплекса (ШВЗК) представлен на рис. 5.7. Опыт показывает, что в него могут быть внесены отдельные изменения, но лишь незначительные. Наиболее сложным на практике оказывается выбор номенклатуры ШВЗК.



**Рис. 5.7. Алгоритм выбора ШВЗК при проектировании транспортных машин**

По характеру применения средства защиты от шума подразделяются на предназначенные для индивидуальной и коллективной защиты. Среди последних – по признаку отношения к источнику шума выделяют: снижающие шум или вибрацию в источнике возбуждения, а также средства защиты, снижающие перепады шума и вибрации в окружающую источник среду.

Снизить шум в источнике можно двумя способами: снижением силового воздействия и уменьшением звукоизлучающей способности элементов источника.

Для уменьшения звукоизлучающей способности элементов источника прибегают к нарушению синфазности колебаний излучающей поверхности, ее демпфированию, уменьшению площади излучения или сопротивления излучающей поверхности, увеличению коэффициента потерь материалов, из которых изготавливаются детали источника.

- в непосредственной близости к источнику (средства ближней звуковиброизоляции – глушители шума, звукоизолирующие капоты, виброизоляторы в опорных связях источников шума и вибрации, акустические экраны вблизи источника шума);

В зависимости от способа реализации средства и методы защиты от шума подразделяются на *акустические, компоновочные, организационно-технические*.

В зависимости от принципа действия в первой категории (*акустические*) выделяют методы и средства: звукоизоляции, звукопоглощения, виброизоляции, демпфирования. К ней также относятся глушители шума (реактивные, абсорбционные и комбинированные). На транспортных машинах применяются звукоизолирующие перегородки, капоты, кабины и акустические экраны. Средства виброизоляции по конструктивному исполнению бывают: металлическими, резиновыми, резинометаллическими, пневматическими и комбинированными.

К *компоновочным решениям*, способствующим снижению шума на транспортных машинах, относятся:

- увеличение расстояние от источника до рабочего места;
- изменение направленности излучения источника шума;
- введение тамбуров между источником шума и рабочим местом;
- установка конструктивных экранов;
- вынос источника шума за пределы кабины.

К *организационно-техническим мерам* причисляют:

- выбор и установку на машинах малошумных конструктивных элементов с пониженными уровнями вибрации;
- дистанционное управление машиной;
- правильную эксплуатацию и своевременный ремонт.


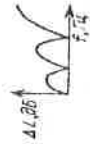


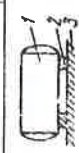
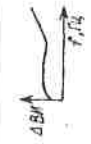
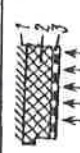

Состав ШВЗК, используемых на транспортных машинах, разнообразен; в них входят конструкции, работающие на разнообразных принципах. Обычно ШВЗК включает: глушители, виброизоляторы, звукопоглощающие облицовки, демпфирующие покрытия, звукоизолирующие капоты, акустические экраны, звукоизолирующие кабины, звукоизолирующие перегородки и т.п. Состав ШВЗК определяется числом, характером и интенсивностью источников шума, взаимным расположением источников шума и рабочего места, требованиями норм и т.д.

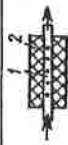



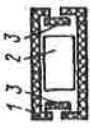




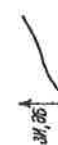


На всех транспортных машинах двигатели внутреннего сгорания оснащаются глушителями реактивного и комбинированного типов. Двигатели обычно устанавливаются на виброизоляторы. Постоянное рабочее место чаще всего оснащается кабиной, нередко выполняемой с учетом требований шумозащиты. На источники шума, в частности на корпус двигателя, устанавливаются звукоизолирующие капоты. Капоты и кабины для повышения их эффективности облицовываются звукопоглощающими конструкциями. Для снижения звукоизлучения металлических элементов звукоизолирующих конструкций они покрываются демпфирующими материалами. Акустические экраны применяются для частичного снижения шума на открытых рабочих местах, уменьшения шума от источников, а также как элементы в других шумозащитных конструкциях, например звукоизолирующих капотах.

Ориентировочные значения эффективности, а также состав и принципы работы шумовиброзащитных конструкций приведены в табл. 5.7.

Таблица 5.7

Классификация шумовиброзащитных конструкций транспортных машин

Принцип шумопоглощения	Шумовиброзащитная конструкция	Схема	Обозначения на схеме	Частотные характеристики шумопоглощения	Ориентировочная эффективность, дБА	Область применения
Отражение звука (вибрации)	1 Глушитель реактивный		1, 4 – первая и вторая расширительные камеры; 2 – перегородки; 3 – соединительная труба		6	7 Глушение шума выпуска двигателя
	2 Звукоизолирующая перегородка (одинарная)		-		8-15	12-20 Элемент звукоизолирующих ограждающих конструкций
Поглощение звука	3 Виброизолятор		1 – источник вибрации; 2 – виброизоляторы; 3 – основание		3-13	Виброизоляция двигателя, кабин, рабочих органов
	4 Звукопоглощающая облицовка		1 – поверхность ограждения; 2 – звукопоглощающий материал; 3 – перфорированный лист		2-5	Облицовка потолка, стен в кабинах машин, облицовка внутренних поверхностей капота

1	2	3	4	5	6	7
Поглощение звука	Глушитель абсорбционный		1 – перфорированная труба; 2 – звукопоглощающая набивка		4-8	Глушение шума всасывания двигателя и компрессоров
	Демпфирующее покрытие		1 – металлический лист; 2 – демпфирующее покрытие		3-8	Покрывные элементов отражения звукоизолирующих конструкций капота, кабин, перегородок
	Звукоизолирующий капот		1 – звукопоглощающая обшивка; 2 – источник шума; 3 – акустические экраны		8-18	Снижение шума корпуса двигателя, компрессоров, редукторов, вспомогательных установок и др.
Отражение и поглощение звука	Акустический экран		1 – источник шума; 2 – экран; 3 – отражающая поверхность; РТ – расчетная точка		5-12	Снижение шума от источников, защита открытых мест, элемент капота
	Звукоизолирующая перегородка		1 – металлический лист; 2 – воздушный промежуток; 3 – звукопоглощающий материал; 4 – дополнительная звукоизоляция		20-40	Снижение шума, проникающего из дизельного отсека в кабину
	Звукоизолирующая кабина		1 – металлические и комбинированные элементы ограждения; 2 – остекление		10-20	Защита открытых рабочих мест

**5.1.7. Снижение шума в кабинах локомотивов на железнодорожном транспорте.** Шум в кабинах локомотивов возникает от работы силовых и вспомогательных агрегатов, взаимодействия колес с рельсами при движении, аэродинамического шума от воздушных потоков возле кабины и др.

Эквивалентный уровень звука в кабинах большинства локомотивов (электровозов), например, марок ВЛ-60, ВЛ-65, ВЛ-80, ВЛ-85, ЭП-1 и ЗЭС5К при скоростях движения более 70 км/ч превышает установленные санитарные нормы (80 дБА) [23] на величину от 1,6 до 5 дБА (табл. 5.8). Исключение составляют электровозы марки ЭП-1 и ЗЭС5К, выпуск которых налажен промышленностью в последнее время. У электровозов такого типа шум меньше нормативного на 2...6 дБА [24; 25].

Таблица 5.8

Фактический эквивалентный уровень звука на рабочих местах в кабинах локомотивов

Тип электровоза	Эквивалентный уровень звука, дБА
ВЛ-60, ВЛ-60К	81,6-84,0
ВЛ-85	81,7-85,0
ВЛ-80Г, ВЛ-80С	81,0-84,7
ЗЭС5К	74,0-78,0
ЭП-1	78,0-78,4

Исследования, выполненные авторами [12; 26], показали, что существующая на локомотивах шумоизоляция кабин обеспечивает шум на рабочих местах на уровне требований безопасности до определенной скорости его движения. Например, у электровоза ЭП-1 она не превышает 82 км/ч, электровоза ВЛ-65 – 62...64 км/ч, а у электровозов ВЛ-85 и ЗЭС5К – 75 и 70 км/ч соответственно.

При закрытых окнах шум в основном равномерно распределен по кабине. Например, в электровозе ЭП-1 (рис. 5.8, а) разброс уровней звука составляет от 73,9 до 80,1 дБА при разнице между максимальным и минимальным значениями 6,2 дБА.

При подаче сигналов свистками и тифонами шум в кабинах при его оценке по эквивалентному уровню кардинальным образом не меняется и даже при открытых окнах, как правило, не превышает допустимые величины. Так, например, во время стоянки электровоза ЗЭС5К в кабине с открытыми окнами эквивалентный уровень звука достигает 70 дБА и не превышает допустимый. Однако сигналы, подаваемые свистками и тифонами, кратковременны – являются импульсными, а их максимальные уровни звука нередко превышают установленные допустимые величины.

При открывании окон шум в кабинах электровозов существенно увеличивается. К примеру, при скорости 60 км/ч и закрытых окнах эквива-



лентный уровень звука на рабочем месте помощника машиниста электровазона ЭП-1 составлял 73,9 дБА, а при той же скорости и открытых окнах – 90,9 дБА (см. рис. 5.8, а и б). Повышение уровня шума в этом случае составило 17 дБА, т.е. 23 %.

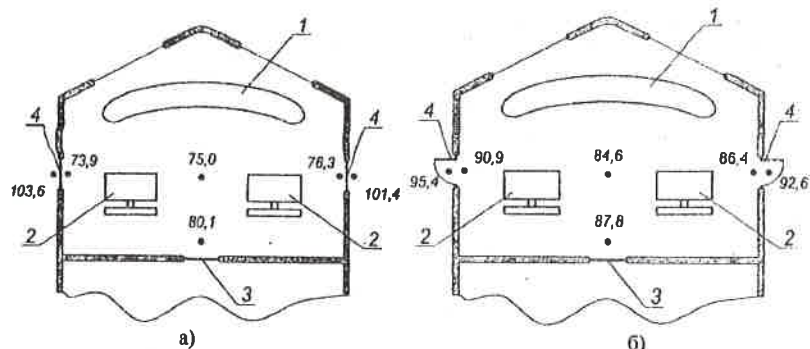


Рис. 5.8. Уровни эквивалентного шума (дБА) в кабине электровазона ЭП-1 при скорости движения 60 км/ч: а – при закрытых окнах; б – при открытых окнах

Примечания: 1 – панель управления; 2 – кресло; 3 – дверь в машинное отделение; 4 – окна.

Прирост шума в кабинах локомотивов с открытыми окнами напрямую зависит от скорости их движения: чем выше скорость, тем шум больше. Так, при шуме 73 дБА во время стоянки локомотива ВЛ-85 прирост эквивалентного уровня звука в его кабине при скорости 40 км/ч составил 11 дБА, при скорости 60 км/ч – 15 дБА, а при скорости 80 км/ч – 17 дБА, что составляет 15, 19 и 21 % соответственно. Для электровазона ЗЭС5К при тех же скоростях движения превышения эквивалентного шума составляют соответственно 5; 7,5 и 11 %.

При открытых окнах шум в кабинах превышает установленные нормы при меньших скоростях движения локомотивов. Например, при закрытых окнах в кабине электровазона ВЛ-85 превышения шума фиксируются при скорости 63 км/ч, а при открытых окнах – при скорости 28 км/ч. Аналогичная картина наблюдается и для электровазона ЗЭС5К: при закрытых окнах кабины превышения шума проявляются при скорости 70 км/ч, а при открытых – при скорости 52 км/ч. Поскольку превышения шума над нормами наблюдаются при меньших скоростях, то можно отметить, что повышенный шум действует на членов локомотивных бригад большую часть времени смены.

В момент открывания окон в кабине локомотива имеет место резкое повышение скоростного давления, вызванное характером движения воздушного потока (рис. 5.9): при скорости 60 км/ч оно составляет 15 мм рт. ст., а при 80 км/ч – 27 мм рт. ст. (рис. 5.10). При этом имеет ме-

сто образование воздушной волны. Проникая вглубь кабины, волна в виде аэродинамического импульса ударным образом воздействует на барабанные перепонки органов слуха работающих.

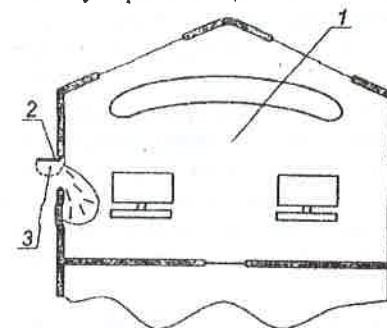


Рис. 5.9. Схема движения воздушного потока в кабине электровазона при открытом окне: 1 – кабина; 2 – поворотное окно; 3 – зона завихрения

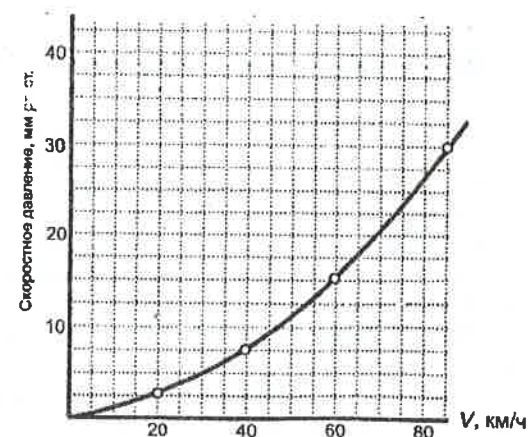


Рис. 5.10. Зависимость скоростного давления возле кабины от скорости движения при атмосферном давлении 730 мм рт. ст.

При закрывании окон в кабине транспортного средства имеет место процесс резкого снижения скоростного давления и гашения энергии воздушной волны. Это приводит к повторному аэродинамическому воздействию потока воздуха на органы слуха машинистов.

Отметим, что окна зачастую открываются при осмотре вагонов и оценке дорожной обстановки. На опасных участках маршрута за один час движения поезда количество осмотров может достигать 15 раз, а количест-



во аэродинамического воздействия воздушных потоков на человека — до 30 раз.

На основании изложенного можно сделать следующие выводы:

- открытие окон в кабинах локомотивов приводит к ухудшению шумовой обстановки на рабочих местах членов локомотивных бригад. Эквивалентный уровень звукового давления в кабинах при скоростях движения до 80 км/ч в этом случае повышается в среднем на 5...21 %;
- при открытых окнах кабин превышение шума над нормами фиксируются при меньших скоростях движения локомотивов по сравнению с движением с закрытыми окнами. При этом увеличивается время пребывания членов локомотивных бригад в условиях повышенного шума;
- при открывании и закрывании окон возникают дополнительные нагрузки на органы слуха от воздействия воздушной волны аэродинамического происхождения;
- с точки зрения условий труда членам локомотивных бригад целесообразно производить осмотр состава и визуальную оценку дорожной обстановки при открытых окнах кабины.

## 5.2. Теоретические исследования вибраакустических характеристик в кабинах локомотивов

В данном разделе проводится теоретическое исследование возбуждения вибраций и формирования спектров шума в кабинах локомотивов на рабочих местах машинистов при одновременном воздействии воздушной доли шума от внешних источников и структурной доли шума, возбуждаемой вибрациями, передаваемыми на элементы ограждения кабины. При исследованиях учитывали условия расположения источников относительно кабин и особенности проникновения акустического и вибрационного воздействия на соответствующие элементы кабины. Кроме того, были сделаны следующие допущения:

- звуковое поле в кабине машинистов является диффузным;
- замкнутый объем кабины характеризуется частотно-зависимыми коэффициентами звукопоглощения;
- звуковая мощность от совокупности источников определяется по принципу энергетического суммирования;
- звуковая энергия от рельсов, как внешних источников воздушного шума, проникает в кабину через элементы остекления;
- вибрационная мощность от системы колесо-рельс передается на пол кабины.

К источникам внешнего воздушного шума применительно к рабочим местам машинистов в кабинах следует отнести: звуковое излучение колесных пар и рельсов, а также источники шума электросиловой установки.

Предполагается, что основная доля звуковой энергии, излучаемая подсистемой колесные пары-рельс, проникает в кабину не через пол, а через переднее лобовое стекло. Теоретическое описание процесса шумообразования в кабине машиниста, формируемого воздействием электромагнитного шума, проведено согласно расчетной схеме, представленной на рис. 5.11.

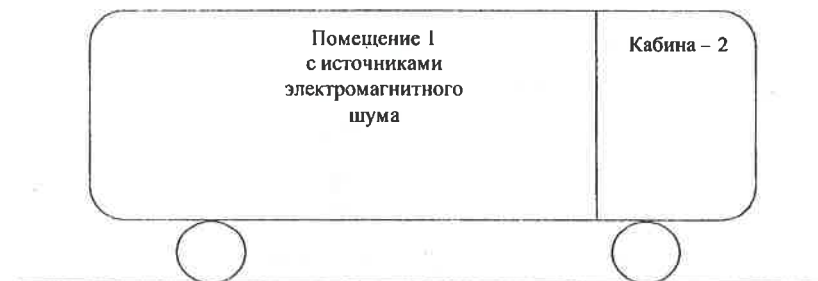


Рис. 5.11. Расчетная схема шумообразования в кабине машиниста

Выражение уровней шума для рабочих мест машинистов получено на основе данных Л.П. Борисова и Д.Р. Гужаса [27] с учетом особенностей компоновки источников шума в виде:

$$L_1 = L_{p_1} + 20 \lg r + 10 \lg \left( \frac{1}{S} + \frac{4\psi_1}{B_1} \right) - 3H + 10 \lg \frac{4\psi_2 S}{B_2}, \quad (5.46)$$

где  $S$  — площадь задней стенки кабины,  $m^2$ ; индексы «1» и «2» относятся к помещению с источниками шума и кабины соответственно;  $L_{p_1}$  — октавные уровни звукового давления источника шума;  $3H$  — звукоизоляция соответствующей конструкции, дБ;  $\psi$  — коэффициент диффузности ограждения или производственного помещения;  $B$  — постоянная помещения или ограждения;  $\chi$  — коэффициент, зависящий от соотношения расстояния от источника до расчетной точки и максимального линейного размера источника;  $S_i$  — площадь соответствующего элемента,  $m^2$ ;

$$B = \frac{\sum \alpha_i^f S_i}{1 - \bar{\alpha}^f}; \quad \bar{\alpha}^f = \frac{\sum \alpha_i^f S_i}{S_{об}}; \\ B = \frac{\sum \alpha_i^f S_i}{1 - \frac{\sum \alpha_i^f S_i}{S_{об}}} = S_{об} \frac{\sum \alpha_i^f S_i}{S_{об} - \sum \alpha_i^f S_i}, \quad (5.47)$$

где  $\bar{\alpha}_i^f$  — частотно-зависимые коэффициенты звукопоглощения;

$$\begin{aligned} \chi &= 4 \quad \text{при} \quad \frac{r}{l_{\max}} \leq 1; \\ \chi &= 4 - \frac{r}{l_{\max}} \quad \text{при} \quad 1 < \frac{r}{l_{\max}} < 3; \\ \chi &= 1 \quad \text{при} \quad \frac{r}{l_{\max}} \geq 3, \end{aligned} \quad \begin{aligned} \psi &= 1 - 0,3 \frac{B}{S} \quad \text{при} \quad \frac{B}{S} \leq 1,5; \\ \psi &= 0,55 \quad \text{при} \quad \frac{B}{S} > 1,5. \end{aligned} \quad (5.48)$$

Для помещения 1  $\frac{r}{l_{\max}} \geq 3$ , поэтому

$$\chi = 1 \quad \text{и} \quad \psi = \frac{S_2 - 1,3 \sum_{i=1}^6 \alpha_i' S_i}{S_2 - \sum_{i=1}^6 \alpha_i' S_i} \quad (5.49)$$

Для кабины машиниста  $\chi = \frac{4l_{\max} - r}{l_{\max}}$ , а подбором звукопоглощающе-

го материала целесообразно выполнить соотношение  $\frac{B}{S} > 1,5$  и принять  $\psi = 0,55$ .

В этом случае

$$\frac{\sum_{i=1}^6 \alpha_i' S_i}{S_2 - \sum_{i=1}^6 \alpha_i' S_i} > 1,5,$$

откуда

$$\sum_{i=1}^6 \alpha_i' S_i \geq \frac{S_{\text{ог}}}{2,25}. \quad (5.50)$$

**5.2.1. Теоретическое обоснование выбора звукопоглощающих материалов.** Для обоснованного выбора звукопоглощающего материала кабина разбивается на элементы с соответствующими площадями и коэффициентами поглощения:

1. Пол  $(S_1, \alpha_1')$ .
2. Потолок  $(S_2, \alpha_2')$ .
3. Передняя к рабочему месту панель ограждения  $(S_3, \alpha_3')$ .
4. Боковые и задняя стенки (соответственно  $S_4, \alpha_4'; S_5, \alpha_5'; S_6, \alpha_6'$ ).

Большая площадь остекления передней и боковых элементов кабины позволяет выбрать один тип звукопоглощающего материала для акустиче-

ской облицовки не только несущей части стенок и потолка. В этом случае выражение  $\sum_{i=1}^6 \alpha_i' S_i$  примет вид:

$$\sum_{i=1}^6 \alpha_i' S_i = \alpha_1' S_1 + \alpha_2' \left( S_2 + \sum_{i=1}^4 S_i \right) + \sum_{i=1}^4 \alpha_4' S_{i4} = 0,44 S_{\Sigma}, \quad (5.51)$$

где  $\alpha_2'$  — частотно зависимые коэффициенты звукопоглощения материала для потока и стен;  $\alpha_4'$  — коэффициенты звукопоглощения стекол;  $S_{i4}$  — площади стекол, м<sup>2</sup>.

Из последнего выражения (5.51) определяется требуемая величина коэффициента звукопоглощения стен и потолка кабины:

$$\alpha_2' = \frac{0,44 S_{\Sigma} - \alpha_1' S_1 - \sum_{i=1}^4 \alpha_4' S_{i4}}{S_2 + \sum_{i=1}^4 S_i} \quad (5.52)$$

Для помещения 1 также следует выбрать одинаковый звукопоглощающий материал для стен и потолка. Производя аналогичные преобразования, получим:

$$\alpha_{1n} S_{11} + \alpha_{2n} \sum_{i=1}^5 S_{i1} \geq 0,44 S_{\Sigma_1}; \quad \alpha_{2n} = \frac{0,44 S_{\Sigma_1} - \alpha_{1n} S_{11}}{\sum_{i=1}^5 S_{i1}} \quad (5.53)$$

С учетом вышеизложенного уровня звукового давления в кабине определяются следующим выражением, которое приведено к виду, удобному для инженерных расчетов:

$$\begin{aligned} L_1 &= L_{p1} + 20 \lg r_1 + 10 \lg \left( \frac{1}{S} + 4 \frac{S_{\Sigma_1} - 1,3 \sum_{i=1}^6 \alpha_i' S_{1i}}{S_{\Sigma_1} - \sum_{i=1}^6 \alpha_i' S_{1i}} \right) - 3H + \\ &+ 10 \lg \frac{S_{\Sigma_2} - 1,3 \sum_{i=1}^6 \alpha_i' S_{2i}}{\sum_{i=1}^6 \alpha_i' S_{2i}} + 10 \lg \theta_i + 6, \end{aligned} \quad (5.54)$$

где  $\theta_i$  — коэффициент, характеризующий ориентацию соответствующего элемента ограждения относительно рабочего места. Для элементов, расположенных напротив рабочего места  $\theta = 1$ ; для элементов ограждений, расположенных под углом  $90^\circ - \theta = 1/3$ ; для элементов, расположенных под углом  $180^\circ - \theta = 1/6$ .

**5.2.2. Определение звукоизоляции элементов кабины.** Теоретический подход к выполнению санитарных норм шума основан на том, что уровни звукового давления в кабине формируются энергетическим суммированием акустических характеристик воздушной и структурной долей шума. Поэтому в левую часть выражения уровней шума в кабине подставляются предельно-допустимые октавные уровни звукового давления, уменьшенные на 5–6 дБ. Как видно из полученного выражения, выполнение санитарных норм в данном случае может быть достигнуто только за счет требуемой звукоизолирующей способности перегородки:

$$3И_{проб} = L_{p_1} - L_C + 20 \lg r + 10 \lg \left( \frac{1}{S} + 4 \frac{S_{x_1} - 1,3 \sum_{i=1}^6 \alpha'_{1i} S_{1i}}{S_{x_1} - \sum_{i=1}^6 \alpha'_{1i} S_{1i}} \right) + 10 \lg \frac{S_{x_2} - 1,3 \sum_{i=1}^6 \alpha'_{2i} S_{2i}}{\sum_{i=1}^6 \alpha'_{2i} S_{2i}} + 10 \lg \theta_1. \quad (5.55)$$

Элементы ограждения следует выполнять многослойными с различным количеством и механическими характеристиками слоев. Согласно данным работ [27; 28] система уравнений для многослойной конструкции имеет вид:

$$\begin{aligned} \rho_1 \cdot (A_1 + A'_1) &= \rho_2 \cdot (A_2 + A'_2); \\ -a_1 A_1 + a'_1 A'_1 &= -a_2 A_2 + a'_2 A'_2; \\ \rho_2 [A_2 \exp(-ia_2 x_1) + A'_2 \exp(ia_2 x_1)] &= \rho_3 [A_3 \exp(-ia_3 x_1) + A'_3 \exp(ia_3 x_1)]; \\ a_2 [-A_2 \exp(-ia_2 x_1) + A'_2 \exp(ia_2 x_1)] &= a_3 [-A_3 \exp(-ia_3 x_1) + A'_3 \exp(ia_3 x_1)]; \end{aligned} \quad (5.56)$$

\*\*\*\*\*

$$\begin{aligned} \rho_{k-1} [A_{k-1} \exp(-ia_{k-1} x_{k-2}) + A'_{k-1} \exp(ia_{k-1} x_{k-2})] &= \rho_k A_k \exp(-ia_k x_{k-2}); \\ a_{k-1} [-A_{k-1} \exp(-ia_{k-1} x_{k-2}) + A'_{k-1} \exp(ia_{k-1} x_{k-2})] &= -a_k A_k \exp(-ia_k x_{k-2}). \end{aligned}$$

Из системы (5.56) определяется коэффициент отражения ( $r_i = A'_i / A_i$ ) и проникновения ( $t_p$ ) волн давления:

$$t_p = \frac{A_k}{A_{k-1}} \cdot \dots \cdot \frac{A_3}{A_2} \cdot \frac{A_2}{A_1} = \frac{A_k}{A_1}. \quad (5.57)$$

Звукоизоляция определяется по формуле:

$$3И = 10 \lg \frac{1}{t_p^2}. \quad (5.58)$$

При расчете уровней шума в кабине от воздействия внешних источников можно предположить, что основная доля звуковой энергии поступает

в кабину от звукового излучения рельса через переднее лобовое стекло и остекление в боковых стенках. Выражение уровней звукового давления, формируемых звуковым излучением от рельсов получено на основе работ Н.И. Иванова [9; 11; 29].

$$L_{\kappa_2} = L_{p_2} - 20 \lg r_2 + 10 \lg (1 - \alpha_3) - 3И + 10 \lg \left( \frac{1}{4} + \frac{S_{ост}}{B_{каб}} \right),$$

где  $\alpha_3$  – звукопоглощение верхнего строения пути. Значения  $\alpha_3$  в октавных полосах частот по данным работы [8] для различных отражающих поверхностей представлены в табл. 5.9.  $S_{ост}$  – площадь соответствующего участка остекления, м<sup>2</sup>;  $L_{p_2}$  – уровни звукового давления, создаваемые рельсами, дБ.

Таблица 5.9

Коэффициенты звукопоглощения  
верхнего строения пути

Отражающая поверхность	Коэффициент звукопоглощения в октавных полосах частот, Гц								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Асфальт, бетон	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,06	0,06
Трава, песок	0,1	0,1	0,33	0,1	0,8	0,8	0,8	0,8	0,7

Для расчета шумообразования рельса как длинномерного линейного источника использованы зависимости звукового давления [30–33], которые применительно к конфигурации рельса приведены к виду:

$$\begin{aligned} |P| &= 2 \cdot 10^6 \frac{k^4 J_y B}{l^4 r} \text{ для частотной области, в которой } k_0 h < 1; \\ |P| &= 4 \cdot 10^3 \frac{J_y^{0,25} B k}{r l} \text{ для частотной области, в которой } k_0 h > 1, \end{aligned} \quad (5.59)$$

где  $h$  – высота рельса;  $k_0$  – волновое число, м<sup>-1</sup>;  $J_y$  – момент инерции, м<sup>4</sup>;  $k$  – коэффициент, определяющий соответствующую частоту колебаний;  $B$  – функция, определяющая распределение скорости колебаний  $V(z)$  вдоль рельса:

$$B = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^l V(z) \exp(-ikz \sin \beta) dz; \quad (5.60)$$

где  $l$  – длина участка рельса, м.

Виброскорость рельса определяется из уравнения изгибных колебаний рельса с учетом того, что силовое воздействие перемещается вдоль

рельса со скоростью движения локомотива  $V_A$  (ось  $Z$  совмещается с продольной осью рельса):

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + 2,7 \cdot 10^7 \frac{J_y}{F(z)} \frac{\partial^4 y}{\partial z^4} = 2,5 \cdot 10^{-3} \frac{m}{F(z)l} \sin \frac{\pi k V_A}{l} t \sin \frac{\pi k z}{l}, \quad (5.61)$$

где  $F(z)$  – площадь поперечного сечения рельса,  $m^2$ ;  $m$  – масса локомотива, кг.

Решение этого уравнения методом разделения переменных относительно виброскорости получено в следующем виде:

$$V_p = \frac{\partial y}{\partial t} = \frac{0,4mkV_A}{F(z)l^2} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\cos \frac{\pi k V}{l} t \sin \frac{\pi k z}{l}}{2,7 \cdot 10^8 \frac{J_y}{F(z)} \left(\frac{k}{l}\right)^4 - \left(\frac{kV_A}{l}\right)^2}. \quad (5.62)$$

Для расчетов уровней шума следует использовать максимальное значение виброскорости. Подставив выражение виброскорости в зависимость амплитудно-фазового распределения, получим выражение звукового давления:

$$|P| = 8 \cdot 10^5 \frac{mV_A J_y}{F(z)l^2 r} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{k^3}{2,7 \cdot 10^8 k^2 \frac{J_y}{F(z)} - (V_A l)^2} \left( \sin^2 \frac{k}{2} \left( \frac{\pi - l}{l} \right) + \sin^2 \frac{k}{2} \left( \frac{\pi + l}{l} \right) \right);$$

при  $k_0 h < 1$ ;

$$|P| = 1,6 \cdot 10^3 \frac{mV_A J_y^{0,25} l}{F(z)r} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{k^3}{2,7 \cdot 10^8 k^2 \frac{J_y}{F(z)} - (V_A l)^2} \left( \sin^2 \frac{k}{2} \left( \frac{\pi - l}{l} \right) + \sin^2 \frac{k}{2} \left( \frac{\pi + l}{l} \right) \right);$$

при  $k_0 h \geq 1$ .

Уровни звукового давления определяются следующими выражениями:

$$L_{p_2} = 20 \lg \frac{mV_A J_y}{l^2 r} + 20 \lg \sum_{k=1}^{\infty} \frac{k^3}{k^2 J_y - 4 \cdot 10^{-9} F(z) (V_A l)^2} \times \left( \sin^2 \frac{k}{2} \left( \frac{\pi - l}{l} \right) + \sin^2 \frac{k}{2} \left( \frac{\pi + l}{l} \right) \right) + 43, \text{ дБ};$$

при  $k_0 h < 1$ ;

$$L_{p_1} = 20 \lg \frac{mV_A J_y^{0,25}}{r_2} + 20 \lg \sum_{k=1}^{\infty} \frac{k^3}{k^2 J_y - 4 \cdot 10^{-9} F(z) (V_A l)^2} \times \left( \sin^2 \frac{k}{2} \left( \frac{\pi - l}{l} \right) + \sin^2 \frac{k}{2} \left( \frac{\pi + l}{l} \right) \right) - 11, \text{ дБ}; \quad (5.63)$$

при  $k_0 h \geq 1$ .

Аналогичным образом определим требуемую величину звукоизоляции остекления:

$$3H_{\text{треб}} = 20 \lg mV_A J_y - 40 \lg r_2 l + 20 \lg \sum_{k=1}^{\infty} \frac{k \left( \sin^2 \frac{k}{2} \left( \frac{\pi - l}{l} \right) + \sin^2 \frac{k}{2} \left( \frac{\pi + l}{l} \right) \right)}{k^2 J_y - 4 \cdot 10^{-9} F(z) (V_A l)^2} + 10 \lg (1 - \alpha_3) + 10 \lg \left[ 0,25 + \frac{S_{\text{осм}} \left( S_E - 1,3 \sum_{i=1}^6 \alpha'_i S_i \right)}{S_E - \sum_{i=1}^6 \alpha'_i S_i} \right] + 43 - L_{kyc};$$

при  $k_0 h < 1$ ;

$$3H_{\text{треб}} = 20 \lg mV_A l + 5 \lg J_y - 40 \lg r_2 + 20 \lg \sum_{k=1}^{\infty} \frac{k \left( \sin^2 \frac{k}{2} \left( \frac{\pi - l}{l} \right) + \sin^2 \frac{k}{2} \left( \frac{\pi + l}{l} \right) \right)}{k^2 J_y - 4 \cdot 10^{-9} F(z) (V_A l)^2} + 10 \lg (1 - \alpha_3) + 10 \lg \left[ 0,25 + \frac{S_{\text{осм}} \left( S_E - 1,3 \sum_{i=1}^6 \alpha'_i S_i \right)}{S_E - \sum_{i=1}^6 \alpha'_i S_i} \right] - 11 - L_{kyc}; \quad (5.64)$$

при  $k_0 h \geq 1$ .

Звукоизоляция остекления как однослойной конструкции определяется известной зависимостью [12; 27]:

$$3H = 20 \lg \frac{\eta f_{zp} m_0}{\rho_0 c_0} + 30 \lg \frac{f}{f_{zp}} + 10 \lg \eta - 3, \text{ дБ},$$

где  $f_{zp}$  – граничная частота волнового совпадения, определяемая соотношением:



$$f_{sp} = \frac{c_0^2}{1,8 \left( \frac{Eh}{\rho(1-\mu^2)} \right)^{0,5}},$$

где  $\rho$  – плотность материала, кг/м<sup>3</sup>;  $m_0$  – распределенная масса, кг/м<sup>2</sup>;  $\mu$  – коэффициент Пуассона;  $\eta$  – коэффициент потерь колебательной энергии;  $\rho_0$  и  $c_0$  – плотность звука (кг/м<sup>3</sup>) и скорость звука (м/с).

Принимая для стали  $E=4,3 \cdot 10^9$  Па,  $\rho=1,2 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>,  $\eta=2,5 \cdot 10^{-2}$ , получим

$$f_{sp} = \frac{20}{\sqrt{h}}, \quad 3H = 20 \lg h + 30 \lg f + 6.$$

Исходя из вышеизложенного, определяется необходимая толщина остекления:

$$\lg h = \lg m V_x J_y - 2 \lg r_2 l + \lg \sum \frac{k \left( \sin^2 \frac{k}{2} \left( \frac{\pi-l}{l} \right) + \sin^2 \frac{k}{2} \left( \frac{\pi+l}{l} \right) \right)}{k^2 J_y - 4 \cdot 10^{-9} F(z)(Vl)^2} + 0,5 \lg(1-\alpha_3) +$$

$$+ 0,5 \lg \left[ 0,25 + \frac{S_{ocm} \left( S_z - 1,3 \sum_{i=1}^6 \alpha_i^f S_i \right)}{S_z - \sum_{i=1}^6 \alpha_i^f S_i} \right] - 1,5 \lg f + 1,35 - 0,05 L_{k,c};$$

при  $k_0 h < 1$ ;

$$\lg h = \lg m V_x l + 0,25 \lg J_y - 2 \lg r_2 + 0,5 \lg(1-\alpha_3) +$$

$$+ \lg \sum \frac{k \left( \sin^2 \frac{k}{2} \left( \frac{\pi-l}{l} \right) + \sin^2 \frac{k}{2} \left( \frac{\pi+l}{l} \right) \right)}{k^2 J_y - 4 \cdot 10^{-9} F(z)(Vl)^2} - 1,5 \lg f - 0,05 L_{k,c} - 0,85; \quad (5.65)$$

при  $k_0 h \geq 1$ , где  $f$  – среднегеометрические частоты октавных полос, Гц.

Эти формулы можно использовать для расчета звукоизоляции, если длина изгибной волны превышает толщину самой стенки кабины не менее чем в 6 раз. Длина изгибной волны связана с толщиной стенки и частотой следующей зависимостью

$$\lambda_n = \frac{1}{f} \sqrt{\frac{E \pi^2 h f}{3 \rho (1-\mu^2)}}$$

Принимая для стекла  $\rho=2500$  кг/м<sup>3</sup>;  $E=6,7 \cdot 10^{10}$  Па и  $\eta=2,5 \cdot 10^{-2}$ , получим на границах частотного диапазона 31,5 и 8000 Гц длины изгибных волн:

$$\lambda = 10^3 \sqrt{h} \text{ и } \lambda = 640 \sqrt{h},$$

то при используемых толщинах остекления 4–10 мм всегда выполняет соотношение  $\lambda \geq 6h$ .

При условии выполнения диффузности звукового поля в кабине для инженерных расчетов воспользуемся известной упрощенной формулой звукоизоляции при нормальном падении звука [27]:

$$3H = 10 \lg \left[ 1 + \left( \frac{\omega m_0}{2 \rho_0 c_0} \right)^2 \right].$$

Для механических характеристик остекления получим

$$3H = 10 \lg [1 + 83 (fh)^2].$$

Для частотного диапазона, в котором уровни звукового давления превышают предельно-допустимые значения (125–8000 Гц):

$$83 (fh)^2 > 1.$$

В этом случае  $3H = 10 \lg 83 (fh)^2 = 19 + 20 \lg fh = 20 + 20 \lg f + 20 \lg h$ .

Поэтому для инженерных расчетов получим следующие зависимости для определения толщины остекления:

$$\lg h = \lg m V_x J_y - 2 \lg r_2 l + \lg \sum \frac{k \left( \sin^2 \frac{k}{2} \left( \frac{\pi-l}{l} \right) + \sin^2 \frac{k}{2} \left( \frac{\pi+l}{l} \right) \right)}{k^2 J_y - 4 \cdot 10^{-9} F(z)(Vl)^2} + 0,5 \lg(1-\alpha_3) +$$

$$+ 0,5 \lg \left[ 0,25 + \frac{S_{ocm} \left( S_z - 1,3 \sum_{i=1}^6 \alpha_i^f S_i \right)}{S_z - \sum_{i=1}^6 \alpha_i^f S_i} \right] - \lg f + 1,15 - 0,05 L_{k,c};$$

при  $k_0 h < 1$ ;

$$\lg h = \lg m V_x l + 0,25 \lg J_y - 2 \lg r_2 + 0,5 \lg(1-\alpha_3) +$$

$$+ \lg \sum \frac{k \left( \sin^2 \frac{k}{2} \left( \frac{\pi-l}{l} \right) + \sin^2 \frac{k}{2} \left( \frac{\pi+l}{l} \right) \right)}{k^2 J_y - 4 \cdot 10^{-9} F(z)(Vl)^2} - \lg f - 0,05 L_{k,c} - 1,5; \quad (5.66)$$

при  $k_0 h \geq 1$ .

Как видно из полученных выражений, с увеличением частоты колебаний требуемая толщина остекления уменьшается. Поэтому фактически требуемая толщина остекления определяется по той октавной полосе, в которой выполнение предельно-допустимых значений уровней звукового давления связано с максимальной толщиной.

**5.2.3. Моделирование структурной составляющей шума в кабинах локомотивов.** Существенной особенностью конструкции кабин является большая площадь остекления, у которого изгибная жесткость намного меньше, чем у металлических элементов ограждения. При расчете звукового излучения элементов ограждения, вызываемого передаваемыми вибрациями, особое внимание следует уделить остеклению.

Расчет структурного шума для рассматриваемых ограждений выполняется методами энергетического баланса, традиционно применяемыми для энергетически замкнутых конструкций с малым коэффициентом потерь колебательной энергии. Для рассматриваемых в работе ограждений ввод вибрационной мощности производится через пол. Тогда система уравнений энергетического баланса определяется следующим образом (в данной системе индексы относятся к следующим элементам кабины: 1 — к полу, 2 — к потолку, 3 — к передней панели, 4 — к задней панели, 5 — к правой панели, 6 — к левой панели, 7 — к перегородке):

$$\begin{aligned} \delta_1 S_1 q_1 + \alpha_{13} l_{13} q_1 + \alpha_{14} l_{14} q_1 + \alpha_{15} l_{15} q_1 + \alpha_{16} l_{16} q_1 + \alpha_{17} l_{17} q_1 &= \\ = \alpha_{31} l_{13} q_3 + \alpha_{41} l_{14} q_4 + \alpha_{51} l_{15} q_5 + \alpha_{61} l_{16} q_6 + \alpha_{71} l_{17} q_7 + N k^{-1}; \\ \delta_2 S_2 q_2 + \alpha_{23} l_{23} q_2 + \alpha_{24} l_{24} q_2 + \alpha_{25} l_{25} q_2 + \alpha_{26} l_{26} q_2 + \alpha_{27} l_{27} q_2 &= \\ = \alpha_{32} l_{23} q_3 + \alpha_{42} l_{24} q_4 + \alpha_{52} l_{25} q_5 + \alpha_{62} l_{26} q_6 + \alpha_{72} l_{27} q_7; \\ \delta_3 S_3 q_3 + \alpha_{31} l_{13} q_3 + \alpha_{32} l_{23} q_3 + \alpha_{35} l_{35} q_3 + \alpha_{36} l_{36} q_3 + \alpha_{37} l_{37} q_3 &= \\ = \alpha_{13} l_{13} q_1 + \alpha_{23} l_{23} q_2 + \alpha_{53} l_{35} q_5 + \alpha_{63} l_{36} q_6 + \alpha_{73} l_{37} q_7; \\ \delta_4 S_4 q_4 + \alpha_{41} l_{14} q_4 + \alpha_{42} l_{24} q_4 + \alpha_{45} l_{45} q_4 + \alpha_{46} l_{46} q_4 + \alpha_{47} l_{47} q_4 &= \\ = \alpha_{14} l_{14} q_1 + \alpha_{24} l_{24} q_2 + \alpha_{54} l_{45} q_5 + \alpha_{64} l_{46} q_6 + \alpha_{74} l_{47} q_7; \\ \delta_5 S_5 q_5 + \alpha_{51} l_{15} q_5 + \alpha_{52} l_{25} q_5 + \alpha_{53} l_{35} q_5 + \alpha_{54} l_{45} q_5 &= \\ = \alpha_{15} l_{15} q_1 + \alpha_{25} l_{25} q_2 + \alpha_{35} l_{35} q_3 + \alpha_{45} l_{45} q_4; \\ \delta_6 S_6 q_6 + \alpha_{61} l_{16} q_6 + \alpha_{62} l_{26} q_6 + \alpha_{63} l_{36} q_6 + \alpha_{64} l_{46} q_6 &= \\ = \alpha_{16} l_{16} q_1 + \alpha_{26} l_{26} q_2 + \alpha_{36} l_{36} q_3 + \alpha_{46} l_{46} q_4; \\ \delta_7 S_7 q_7 + \alpha_{71} l_{17} q_7 + \alpha_{72} l_{27} q_7 + \alpha_{73} l_{37} q_7 + \alpha_{74} l_{47} q_7 &= \\ = \alpha_{17} l_{17} q_1 + \alpha_{27} l_{27} q_2 + \alpha_{37} l_{37} q_3 + \alpha_{47} l_{47} q_4, \end{aligned} \quad (5.67)$$

где  $N$  — вибрационная мощность, передаваемая наиболее вибронгруженному элементу кабины, Вт;  $q_i$  — поток вибромощности в соответствующей боковой стенке, Вт/м;  $\delta_i$  — коэффициент поглощения колебательной энергии в соответствующем элементе кабины 1/м;  $\alpha_{ij}$  — коэффициент передачи

энергии между элементами кабины;  $l_{ij}$  — длина линии контакта между стенками, м;  $k$  — коэффициент ослабления передачи вибрации на пол кабины.

Решение системы уравнений (5.67) позволяет определить потоки энергии в элементах кабины. Для удобства решения представим систему в матричной форме:

$$\begin{vmatrix} \delta_1 & 0 & -\alpha_{31} l_{13} & -\alpha_{41} l_{14} & -\alpha_{51} l_{15} & -\alpha_{61} l_{16} & -\alpha_{71} l_{17} \\ 0 & \delta_2 & -\alpha_{32} l_{23} & -\alpha_{42} l_{24} & -\alpha_{52} l_{25} & -\alpha_{62} l_{26} & -\alpha_{72} l_{27} \\ -\alpha_{13} l_{13} & -\alpha_{23} l_{23} & \delta_3 & 0 & -\alpha_{53} l_{35} & -\alpha_{63} l_{36} & -\alpha_{73} l_{37} \\ -\alpha_{14} l_{14} & -\alpha_{24} l_{24} & 0 & \delta_4 & -\alpha_{54} l_{45} & -\alpha_{64} l_{46} & -\alpha_{74} l_{47} \\ -\alpha_{15} l_{15} & -\alpha_{25} l_{25} & -\alpha_{35} l_{35} & -\alpha_{45} l_{45} & \delta_5 & 0 & 0 \\ -\alpha_{16} l_{16} & -\alpha_{26} l_{26} & -\alpha_{36} l_{36} & -\alpha_{46} l_{46} & 0 & \delta_6 & 0 \\ -\alpha_{17} l_{17} & -\alpha_{27} l_{27} & -\alpha_{37} l_{37} & -\alpha_{47} l_{47} & 0 & 0 & \delta_7 \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \\ q_5 \\ q_6 \\ q_7 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} N k^{-1} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix},$$

где

$$\begin{aligned} K_1 &= \delta_1 S_1 + \alpha_{13} l_{13} + \alpha_{14} l_{14} + \alpha_{15} l_{15} + \alpha_{16} l_{16} + \alpha_{17} l_{17}; \\ K_2 &= \delta_2 S_2 + \alpha_{23} l_{23} + \alpha_{24} l_{24} + \alpha_{25} l_{25} + \alpha_{26} l_{26} + \alpha_{27} l_{27}; \\ K_3 &= \delta_3 S_3 + \alpha_{31} l_{13} + \alpha_{32} l_{23} + \alpha_{35} l_{35} + \alpha_{36} l_{36} + \alpha_{37} l_{37}; \\ K_4 &= \delta_4 S_4 + \alpha_{41} l_{14} + \alpha_{42} l_{24} + \alpha_{45} l_{45} + \alpha_{46} l_{46} + \alpha_{47} l_{47}; \\ K_5 &= \delta_5 S_5 + \alpha_{51} l_{15} + \alpha_{52} l_{25} + \alpha_{53} l_{35} + \alpha_{54} l_{45}; \\ K_6 &= \delta_6 S_6 + \alpha_{61} l_{16} + \alpha_{62} l_{26} + \alpha_{63} l_{36} + \alpha_{64} l_{46}; \\ K_7 &= \delta_7 S_7 + \alpha_{71} l_{17} + \alpha_{72} l_{27} + \alpha_{73} l_{37} + \alpha_{74} l_{47}. \end{aligned}$$

Решение системы уравнений (например, методом Крамера) потока в полу кабины имеет вид:

$$q_1 = \frac{N k^{-1} \begin{vmatrix} 0 & -\alpha_{31} l_{13} & -\alpha_{41} l_{14} & -\alpha_{51} l_{15} & -\alpha_{61} l_{16} & -\alpha_{71} l_{17} \\ 0 & \delta_2 & -\alpha_{32} l_{23} & -\alpha_{42} l_{24} & -\alpha_{52} l_{25} & -\alpha_{62} l_{26} & -\alpha_{72} l_{27} \\ 0 & -\alpha_{23} l_{23} & \delta_3 & 0 & -\alpha_{53} l_{35} & -\alpha_{63} l_{36} & -\alpha_{73} l_{37} \\ 0 & -\alpha_{24} l_{24} & 0 & \delta_4 & -\alpha_{54} l_{45} & -\alpha_{64} l_{46} & -\alpha_{74} l_{47} \\ 0 & -\alpha_{25} l_{25} & -\alpha_{35} l_{35} & -\alpha_{45} l_{45} & \delta_5 & 0 & 0 \\ 0 & -\alpha_{26} l_{26} & -\alpha_{36} l_{36} & -\alpha_{46} l_{46} & 0 & \delta_6 & 0 \\ 0 & -\alpha_{27} l_{27} & -\alpha_{37} l_{37} & -\alpha_{47} l_{47} & 0 & 0 & \delta_7 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K_1 & 0 & -\alpha_{31} l_{13} & -\alpha_{41} l_{14} & -\alpha_{51} l_{15} & -\alpha_{61} l_{16} & -\alpha_{71} l_{17} \\ 0 & K_2 & -\alpha_{32} l_{23} & -\alpha_{42} l_{24} & -\alpha_{52} l_{25} & -\alpha_{62} l_{26} & -\alpha_{72} l_{27} \\ -\alpha_{13} l_{13} & -\alpha_{23} l_{23} & K_3 & 0 & -\alpha_{53} l_{35} & -\alpha_{63} l_{36} & -\alpha_{73} l_{37} \\ -\alpha_{14} l_{14} & -\alpha_{24} l_{24} & 0 & K_4 & -\alpha_{54} l_{45} & -\alpha_{64} l_{46} & -\alpha_{74} l_{47} \\ -\alpha_{15} l_{15} & -\alpha_{25} l_{25} & -\alpha_{35} l_{35} & -\alpha_{45} l_{45} & K_5 & 0 & 0 \\ -\alpha_{16} l_{16} & -\alpha_{26} l_{26} & -\alpha_{36} l_{36} & -\alpha_{46} l_{46} & 0 & K_6 & 0 \\ -\alpha_{17} l_{17} & -\alpha_{27} l_{27} & -\alpha_{37} l_{37} & -\alpha_{47} l_{47} & 0 & 0 & K_7 \end{vmatrix}} \quad (5.68)$$



$$q_6 = \begin{vmatrix} K_1 & 0 & -\alpha_{31}l_{13} & -\alpha_{41}l_{14} & -\alpha_{51}l_{15} & Nk^{-1} & -\alpha_{71}l_{17} \\ 0 & K_2 & -\alpha_{32}l_{23} & -\alpha_{42}l_{24} & -\alpha_{52}l_{25} & 0 & -\alpha_{72}l_{27} \\ -\alpha_{13}l_{13} & -\alpha_{23}l_{23} & K_3 & 0 & -\alpha_{53}l_{35} & 0 & -\alpha_{73}l_{37} \\ -\alpha_{14}l_{14} & -\alpha_{24}l_{24} & 0 & K_4 & -\alpha_{54}l_{45} & 0 & -\alpha_{74}l_{47} \\ -\alpha_{15}l_{15} & -\alpha_{25}l_{25} & -\alpha_{35}l_{35} & -\alpha_{45}l_{45} & K_5 & 0 & 0 \\ -\alpha_{16}l_{16} & -\alpha_{26}l_{26} & -\alpha_{36}l_{36} & -\alpha_{46}l_{46} & 0 & 0 & 0 \\ -\alpha_{17}l_{17} & -\alpha_{27}l_{27} & -\alpha_{37}l_{37} & -\alpha_{47}l_{47} & 0 & 0 & K_7 \end{vmatrix} \times$$

$$\times \begin{vmatrix} K_1 & 0 & -\alpha_{31}l_{13} & -\alpha_{41}l_{14} & -\alpha_{51}l_{15} & -\alpha_{61}l_{16} & -\alpha_{71}l_{17} \\ 0 & K_2 & -\alpha_{32}l_{23} & -\alpha_{42}l_{24} & -\alpha_{52}l_{25} & -\alpha_{62}l_{26} & -\alpha_{72}l_{27} \\ -\alpha_{13}l_{13} & -\alpha_{23}l_{23} & K_3 & 0 & -\alpha_{53}l_{35} & -\alpha_{63}l_{36} & -\alpha_{73}l_{37} \\ -\alpha_{14}l_{14} & -\alpha_{24}l_{24} & 0 & K_4 & -\alpha_{54}l_{45} & -\alpha_{64}l_{46} & -\alpha_{74}l_{47} \\ -\alpha_{15}l_{15} & -\alpha_{25}l_{25} & -\alpha_{35}l_{35} & -\alpha_{45}l_{45} & K_5 & 0 & 0 \\ -\alpha_{16}l_{16} & -\alpha_{26}l_{26} & -\alpha_{36}l_{36} & -\alpha_{46}l_{46} & 0 & K_6 & 0 \\ -\alpha_{17}l_{17} & -\alpha_{27}l_{27} & -\alpha_{37}l_{37} & -\alpha_{47}l_{47} & 0 & 0 & K_7 \end{vmatrix}$$

$$q_7 = \begin{vmatrix} K_1 & 0 & -\alpha_{31}l_{13} & -\alpha_{41}l_{14} & -\alpha_{51}l_{15} & -\alpha_{61}l_{16} & Nk^{-1} \\ 0 & K_2 & -\alpha_{32}l_{23} & -\alpha_{42}l_{24} & -\alpha_{52}l_{25} & -\alpha_{62}l_{26} & 0 \\ -\alpha_{13}l_{13} & -\alpha_{23}l_{23} & K_3 & 0 & -\alpha_{53}l_{35} & -\alpha_{63}l_{36} & 0 \\ -\alpha_{14}l_{14} & -\alpha_{24}l_{24} & 0 & K_4 & -\alpha_{54}l_{45} & -\alpha_{64}l_{46} & 0 \\ -\alpha_{15}l_{15} & -\alpha_{25}l_{25} & -\alpha_{35}l_{35} & -\alpha_{45}l_{45} & K_5 & 0 & 0 \\ -\alpha_{16}l_{16} & -\alpha_{26}l_{26} & -\alpha_{36}l_{36} & -\alpha_{46}l_{46} & 0 & K_6 & 0 \\ -\alpha_{17}l_{17} & -\alpha_{27}l_{27} & -\alpha_{37}l_{37} & -\alpha_{47}l_{47} & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} \times$$

$$\times \begin{vmatrix} K_1 & 0 & -\alpha_{31}l_{13} & -\alpha_{41}l_{14} & -\alpha_{51}l_{15} & -\alpha_{61}l_{16} & -\alpha_{71}l_{17} \\ 0 & K_2 & -\alpha_{32}l_{23} & -\alpha_{42}l_{24} & -\alpha_{52}l_{25} & -\alpha_{62}l_{26} & -\alpha_{72}l_{27} \\ -\alpha_{13}l_{13} & -\alpha_{23}l_{23} & K_3 & 0 & -\alpha_{53}l_{35} & -\alpha_{63}l_{36} & -\alpha_{73}l_{37} \\ -\alpha_{14}l_{14} & -\alpha_{24}l_{24} & 0 & K_4 & -\alpha_{54}l_{45} & -\alpha_{64}l_{46} & -\alpha_{74}l_{47} \\ -\alpha_{15}l_{15} & -\alpha_{25}l_{25} & -\alpha_{35}l_{35} & -\alpha_{45}l_{45} & K_5 & 0 & 0 \\ -\alpha_{16}l_{16} & -\alpha_{26}l_{26} & -\alpha_{36}l_{36} & -\alpha_{46}l_{46} & 0 & K_6 & 0 \\ -\alpha_{17}l_{17} & -\alpha_{27}l_{27} & -\alpha_{37}l_{37} & -\alpha_{47}l_{47} & 0 & 0 & K_7 \end{vmatrix}$$

Выражение вводимой в пол кабины вибромощности получено в следующем виде:

$$N = 1,5 \cdot 10^{-7} m^2 V_a I^2 (K_1^*)^{-1} \sum_{k=1}^{\infty} \left\{ k \left[ J_y k^2 - 4 \cdot 10^{-9} F(z) (V_a I)^2 \right] \right\}^{-1}, \quad (5.69)$$

где  $K_1^*$  – коэффициент эффективности виброизоляции ( $K_1^* > 1$ ).

Коэффициенты передачи энергии между элементами кабины соответствуют Г-образному контакту и определяются следующим образом [11; 12]:

$$\alpha_{in} = \frac{\psi(\mu_{in}) \tau_{in}}{\pi}, \quad (5.70)$$

где  $\tau_{in} = \lambda(\mu_{in}^{1,25} + \mu_{ni}^{1,25})$ ;  $\mu_{in} = \frac{h_n}{h_i}$ ;  $\mu_{ni} = \frac{h_i}{h_n}$ ;  $h_{i,n}$  – толщины соответствующих стенок, м;

$$\begin{aligned} \text{при } \mu_{in} < 1, \quad \psi(\mu_{in}) &= \frac{1}{3} \left[ (1 + \mu_{in}) E\left(\frac{\pi}{2}; \sqrt{\mu_{in}}\right) - (1 - \mu_{in}) F\left(\frac{\pi}{2}; \sqrt{\mu_{in}}\right) \right], \\ \text{при } \mu_{in} \geq 1, \quad \psi(\mu_{in}) &= \frac{1}{3} \left[ (1 + \mu_{in}) E\left(\frac{\pi}{2}; \sqrt{\mu_{in}}\right) + (1 - \mu_{in}) F\left(\frac{\pi}{2}; \sqrt{\mu_{in}}\right) \right], \end{aligned} \quad (5.71)$$

$E$  и  $F$  – полные эллиптические интегралы, определяемые по таблицам работы [34, с. 117–119].

Коэффициенты поглощения энергии задаются следующими формулами [11; 12]:

$$\delta = \frac{\eta_i \pi f_i}{c_u}, \quad (5.72)$$

где  $\eta_i$  – эффективный коэффициент потерь колебательной энергии несущей конструкции, являющийся частотно-зависимой величиной;  $f_i$  – собственные частоты колебаний соответствующего элемента ограждения, Гц;  $c_u$  – длина изгибной волны в соответствующем элементе, м/с:

$$c_u = 0,535 \sqrt{2\pi f_i \frac{E}{\rho(1-\mu^2)}} h_i, \quad (5.73)$$

где  $E$  – модуль упругости, Па;  $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu$  – коэффициент Пуассона.

Из энергетических потоков в элементах ограждения и определяются виброскорости на собственных модах колебаний:

$$V_i = \sqrt{\frac{q_i}{2c_u m_0}}, \quad (5.74)$$

где  $m_0$  – распределенная масса, кг/м<sup>2</sup>.



Из полученных выражений видно, что добиться снижения шума на рабочих местах машинистов возможно за счет рационального подбора двух параметров – виброизоляции источников вибрации и эффективного коэффициента потерь колебательной энергии элементов ограждения кабины. В свою очередь, требуемое значение коэффициента потерь может быть достигнуто применением многослойных стенок с введением демпфирующих элементов. В этом случае суммарный коэффициент потерь колебательной энергии определяется зависимостью:

$$\eta = \frac{\eta_n B_n + \sum_{i=1}^n \eta_i B_i}{B_n + \sum_{i=1}^n B_i},$$

где  $\eta_n$  и  $B_n$  – коэффициент потерь и цилиндрическая жесткость пластины несущей конструкции  $\left( B_n = \frac{E_n h_n^3}{12(1-\mu_n^2)}, \text{ Н} \cdot \text{м} \right)$ ;  $\eta_i$  и  $B_i$  – коэффициенты потерь и цилиндрические жесткости вибродемпфирующих элементов.

Передача вибрации на элементы остекления осуществляется через соответствующие стенки. Коэффициент передачи вибрации определяется для условий линейного соединения [8; 16]:

$$\tau_{он} = \left[ \frac{\mu_{он}^{1,25} + \mu_{он}^{0,75} + \mu_{но}^{0,75} + \mu_{но}^{1,25}}{1 + 0,5(\mu_{но}^2 + \mu_{он}^{0,5}) + \mu_{но}^{0,5} + \mu_{он}^{0,5}} \right]^2. \quad (5.75)$$

В данном выражении индекс «н» относится к несущей конструкции, а «о» – к элементам остекления.

Уравнение энергетического баланса для одного элемента остекления определяется следующим образом:

$$q_n 2(l_1 + l_2) \alpha_{но} = \delta_o S_o q_o + \alpha_{он} 2(l_1 + l_2) q_o. \quad (5.76)$$

Из этого уравнения определяется поток вибрационной мощности остекления:

$$q_o = \frac{q_n 2(l_1 + l_2) \alpha_{но}}{\delta_o S_o + \alpha_{он} 2(l_1 + l_2)}. \quad (5.77)$$

Из этого выражения определяется скорость колебаний остекления:

$$V_o = 27 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{q_n \alpha_{но} (l_1 + l_2)}{0,25 \sqrt{\frac{f_o}{h_o}} \delta_o S_o + \alpha_{он} (l_1 + l_2)}} \cdot \frac{1}{\sqrt{f} \cdot h_o^{3/2}}. \quad (5.78)$$

Уровни шума в кабинах, создаваемых вибрацией элементов ограждения, определяются известной зависимостью:

$$L_{стр} = L_w + 10 \lg \left( \frac{x}{2\pi r^2} + \frac{4\psi}{B_n} \right), \quad (5.79)$$

где  $L_w$  – уровни звуковой мощности, излучаемой элементами ограждения, дБ. Следует учесть, что для расчета уровней шума в кабине локомотива  $i = 9$ , так как кроме шести элементов несущей конструкции кабины необходимо учитывать три стекла – переднее лобовое и два в боковых стенках.

Уровни звуковой мощности, в данном случае плоских излучателей, определены как

$$L_w = 10 \lg \frac{\rho_0 c_0 V_i^2}{10^{-12}},$$

где  $\rho_0$  и  $c_0$  – плотность воздуха ( $\text{кг/м}^3$ ) и скорость звука в воздухе ( $\text{м/с}$ ).

Тогда с учетом вышеуказанных выражений приведем зависимость для определения уровней структурного шума к следующему виду:

$$L_{\Sigma} = 20 \lg K_i + 10 \lg \left( 0,25 + \frac{S \left( S_{\Sigma} - 1,3 \sum_{i=1}^6 \alpha_i' S_i \right)}{S_{\Sigma} - \sum_{i=1}^6 \alpha_i' S_i} \right) + 140. \quad (5.80)$$

Уровни шума в кабине от одновременного воздействия воздушной и структурной долей определяются по принципу энергетического суммирования:

$$L_{\Sigma} = 10 \lg \left( 10^{0,1L_1} + 2 \cdot 10^{0,1L_2} + \sum_{i=1}^{10} 10^{0,1L_i} \right). \quad (5.81)$$

Полученные зависимости позволяют аналитически определить спектры шума, создаваемого в кабине каждым источником в отдельности и от их одновременного воздействия, т.е. определить количественный вклад каждого источника и сравнить с предельно-допустимыми уровнями шума. Фактически эти результаты и дают возможность выбора инженерных разработок по обеспечению санитарных норм шума при проектировании кабин и их ремонта и модернизации.