

5.4. Методика акустического проектирования кабин локомотивов

Полученные теоретические зависимости виброакустических характеристик в кабинах электроподвижного состава, а также экспериментальные исследования коэффициентов потерь колебательной энергии и вибропередачи от рельсов на пол кабины, позволяют выполнить не только акустический расчет кабин при их проектировании, но и осуществить рациональный вариант снижения шума при ремонте и модернизации. Схема общего алгоритма расчета виброакустических характеристик в кабинах приведена на рис. 5.25.

Наличие такого алгоритма позволяет при известных заданных основных конструктивных параметрах, скорости движения локомотива и известных звукопоглощающих и диссипативных характеристик облицовочных материалов расчетным путем осуществить их рациональный подбор в соответствии с выполнением санитарных норм шума на рабочих местах машинистов.

5.4.1. Расчет шума в кабинах машинистов подвижного состава. Уровни звукового давления в кабинах машинистов определяются одновременным воздействием воздушной и структурной долей шума и описываются зависимостями (5.55), (5.64) и (5.76) соответственно.

Зависимости для расчета воздушного шума одинаковы и отличаются слагаемыми, учитывающими параметры помещения с электросиловой установкой (формула 5.55), виброскорости рельса (формула 5.64). Следует отметить, что в формуле (5.76), описывающей влияние структурной доли шума также присутствует звукопоглощение в кабине и виброскорость рельса, входящая в выражение вводимой в пол кабины вибрационной мощности.

Снижение воздушной составляющей шума достигается подбором соответствующих звукопоглощающих материалов и обеспечением требуемой звукоизоляции соответствующих элементов кабины. Методы расчета звукоизоляции однослойных и многослойных конструкций разработаны исследователями Н.И. Ивановым и Б.А. Кришневским [12], Б.Л. Машарским [10], Л.П. Борисовым и Д.Р. Гужас [27] и могут быть в полной мере использованы для кабин локомотивов, и поэтому в данной работе не рассматриваются. Исключение составляет расчет звукоизоляции остекления боковых стен кабины. Для переднего лобового стекла, занимающего большую часть площади передней панели, расчет звукоизоляции производится как для однослойной конструкции.

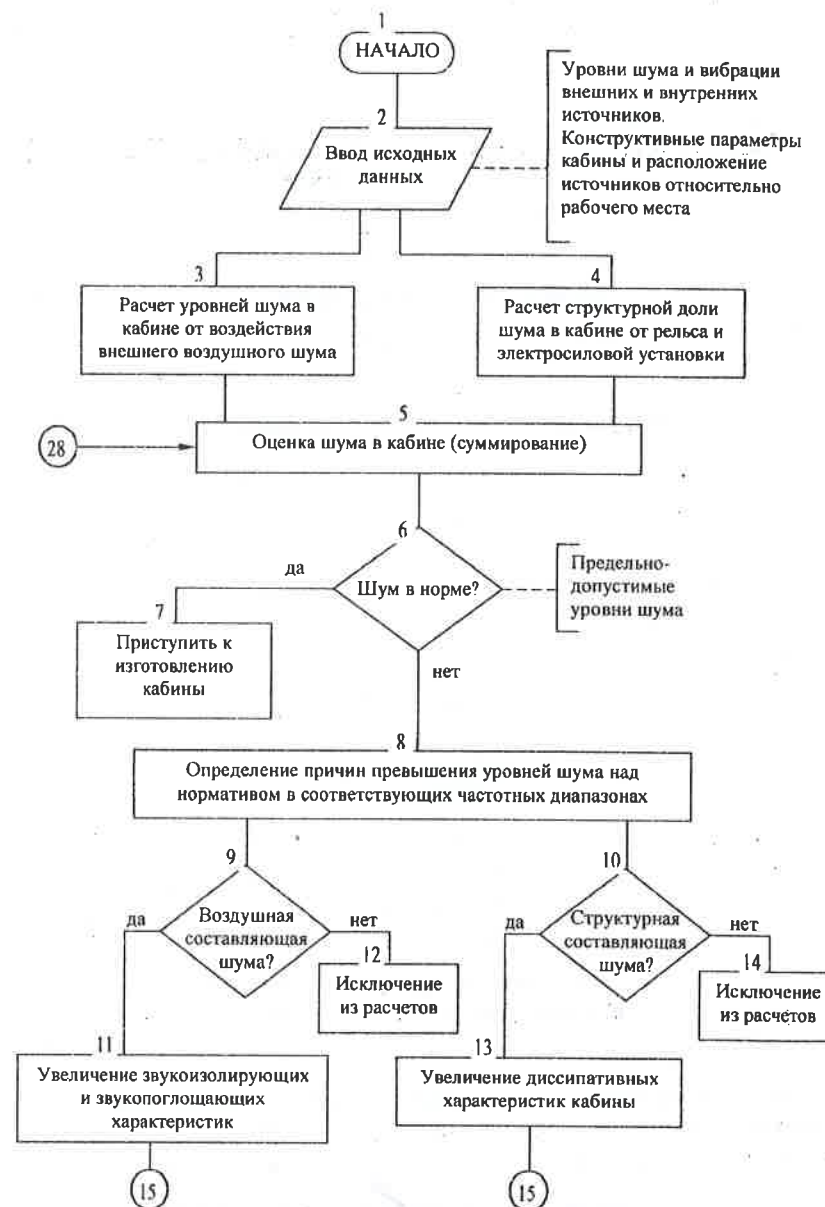


Рис. 5.25. Общий алгоритм расчета шума в кабине на стадии проектирования (окончание см. на с. 206)

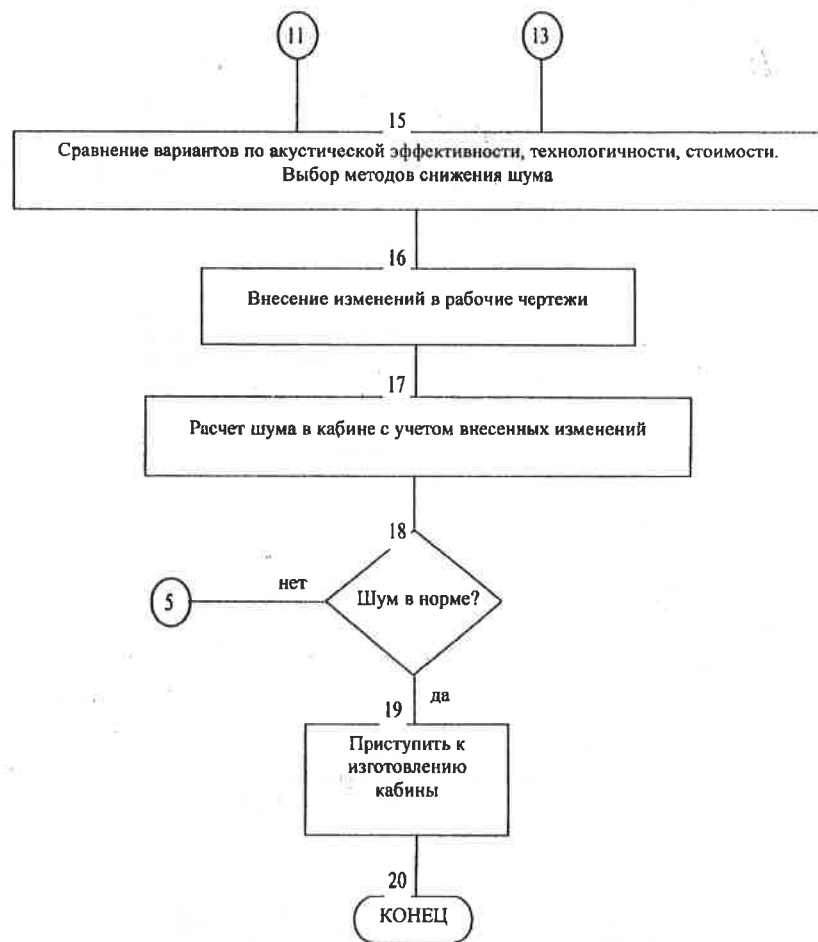


Рис. 5.25. Общий алгоритм расчета шума в кабине на стадии проектирования (окончание)

Площадь остекления боковых панелей намного меньше, поэтому определяется приведенная звукоизоляция по формуле [8]:

$$3I_T = 3I_1 - 10 \lg \left[S_1 + S_2 \cdot 10^{0,1(3I_1 - 3I_2)} \right] + 10 \lg (S_1 + S_2), \quad (5.82)$$

где S_1 , S_2 , $3I_1$, $3I_2$ – площадь и звукоизоляция (дБ) несущей части и остекления соответственно.

5.4.2. Методика выбора звукопоглощающих материалов. В настоящее время разработана обширная номенклатура звукопоглощающих материалов [38–43]. В связи с этим возникает вопрос об эффективности таких материалов. Снижение общего уровня шума объекта проектирования в области пространства, где этот уровень должен контролироваться согласно имеющимся стандартизированным рекомендациям недостаточно, поскольку санитарные нормы задают допустимые уровни шума в октавных полосах частот.

В качестве необходимого и достаточного критерия оценки эффективности звукопоглощающих материалов принимается мера отклонения расчетных уровней шума в октавных полосах стандартного контролируемого диапазона частот (31,5... 8000 Гц) от нормативных. Такой мерой отклонения можно считать сумму превышений расчетных уровней шума над нормативными в тех октавных полосах, где такое превышение имеет место. Следует заметить, что чем выше звуковая частота, тем неблагоприятнее воздействие на человеческий организм превышающих уровней шума. Поэтому в критерий оптимизации вводится весовая функция, учитывающая степень влияния алгоритма оптимизации на принятый критерий по мере увеличения частоты излучаемого шума. Такой критерий оптимизации представляется следующим образом:

$$K = \min_{U, W} \left(\sum_{i=1}^9 F_i \Theta_i \right); \quad F_i = \begin{cases} L_{i,r} - L_{i,норм}; & L_{i,r} \geq L_{i,норм}; \\ 0; & L_{i,r} < L_{i,норм}, \end{cases} \quad (5.83)$$

где $L_{i,r}$ и $L_{i,норм}$ – расчетный и нормативный уровни шума в i -той октавной полосе спектра из 9-ти, приведенных в табл. 5.14; Θ_i – весовой коэффициент для i -той октавной полосы; U – вектор варьируемых переменных, влияющих на уровень шума и управляемых проектантом; W – вектор неварьируемых (конструктивных и технологических) параметров и физических констант.

Звуковые частоты оказывают неодинаковое влияние на человека. Высокие частоты более вредны, поэтому нормативы для высоких частот ниже, чем для низких. Поэтому из двух спектров с одинаковыми значениями критерия K следует отобрать в качестве лучшего тот, где превышение расчетных уровней над нормативными будут меньше, чем в сравниваемом. Для осуществления такого отбора для каждой октавной полосы вводятся весовые коэффициенты Θ_i , которые усиливают значимость превышения расчетных уровней шума над нормативными в высоких частотах. Способ получения весовых коэффициентов Θ_i приведен в работе [26], а их значения представлены в табл. 5.14.

Таблица 5.14

Весовые коэффициенты для слагаемых критерия оптимизации

№ поло- сы	Среднегеометрические частоты в октавных полосах	$L_{нрм}$	$L_{г}$	Θ_i
1	31,5	107	69	0,839
2	63	95	71	0,747
3	125	87	73	0,839
4	250	81	75	0,926
5	500	78	78	1,000
6	1000	75	81	1,080
7	2000	73	87	1,192
8	4000	71	95	1,339
9	8000	69	107	1,551

5.4.3. Расчет структурной составляющей шума. Расчет структурного шума предполагает расчет вибраций несущей конструкции и определение вибраций остекления. Снижение вибраций остекления возможно только увеличением толщины стекла – фактически распределенной массы, т.к. нанесение вибродемпфирующих покрытий в данном случае исключено, а также уменьшением потоков вибрационной мощности, передаваемой на стекло со стороны несущей конструкции.

Если варьировать толщиной стекла можно в весьма ограниченном диапазоне, то уменьшить потоки вибрационной мощности на остекление реально, минимизируя потоки вибрационной мощности в несущей конструкции ограждения.

Выбор методов минимизации целевой функции. Для выбора методов минимизации целевой функции необходимо руководствоваться ее структурой, а также характером управляемых переменных. Структура целевой функции в целом аддитивная, так как представляет собой сумму составляющих, в которых можно выделить воздушный шум и структурный шум, причем эти компоненты суммируются по собственным частотам, октавным полосам частот и стенкам камеры. Поэтому решение по минимизации, принятое на уровне каждой из зависимостей для воздушного и структурного шума, будет пригодным и эффективным для целевой функции в целом. Решение о методах минимизации с учетом характера переменных будет принято после анализа всех входящих в критерий зависимостей.

В выражение для уровня структурного шума входит член $M_1 = L_{V_i} = 20 \lg V_i$ с виброскоростью стенок кабины V_i , которая является сложной нелинейной функцией толщины стенки h . Остальные члены этого выражения не зависят от управляемой переменной h и являются глобальными или локальными параметрами. В выражение воздушной доли шума

входит выражение $M_2 = 10 \lg \frac{\sum \alpha_i' S_i}{S_{\text{квб}}}$, зависящее от коэффициента звуко-

поглощения.

Аддитивный характер компонент целевой функции дает возможность произвести декомпозицию минимизационной задачи – минимизировать отдельно компоненту M_1 и уровень структурного шума по управляемой переменной h (толщине стенки), а затем компоненту M_2 и слагаемые воздушного шума по оптимизированной величине h и коэффициенту звукопоглощения того или иного звукопоглощающего материала.

Оба указанных слагаемых дают фрагменты зависимостей для вычисления уровня шума в октавных полосах частот для некоторой конкретной стенки кабины. Для слагаемых M_2 находится облицовочный материал, обеспечивающий минимальное отклонение от нормативных уровней шума, а для слагаемых M_1 – толщина стенки, обеспечивающая такой же показатель.

Исходя из этого, можно предложить следующий алгоритм минимизации целевой функции:

1. Вычислить все вспомогательные величины, позволяющие оперировать с компонентами M_1 и M_2 .

2. Найти экстремальное значение толщины стальной стенки кабины h , обеспечивающее минимум компоненты M_1 :

$$\min_h M_1 = \min_h (20 \lg V_i), \quad (5.84)$$

где V_i – нелинейная функция от h , вычисляемая в двух вариантах в зависимости от соотношения частот собственных колебаний стенок $f_{\text{мн}}$ и диффузной частоты $f_{\text{диф}}$, являющейся также функцией от h . Минимизация проводится для всех октавных полос и собственных частот.

Приведем пример минимизации для фронтальной стенки кабины, как наиболее близкой к контрольной области на рабочем месте машиниста.

Поскольку V_i и другие компоненты формул, в которые в прямом или косвенном виде входит величина h , являются сложными нелинейными функциями этой переменной, для нахождения их оптимальных значений используется метод покоординатного спуска. С учетом найденной экстремальной величины h , подобрать такой звукопоглощающий материал интерьера, который бы обеспечивал для компоненты M_2 минимальные значения по всем октавным полосам. В связи с дискретностью величины «а» оптимум компоненты M_2 находится как результат перебора заданных в матрице значений «а» в каждой октавной полосе.

Составить на основе полученных результатов выражения уровней воздушного и структурного шума для всех стенок по всем составляющим в октавных полосах и сформировать целевую функцию не менее чем в трех близких вариантах по использованию звукопоглощающих материалов.

Алгоритм минимизации уровня структурного шума. Вспомогательная функция M_1 имеет вид:

$$\min_h M_1 = \min_h [\lg(\rho_0 c_0 V_i)] \quad (5.85)$$

Выражение для M_1 после исключения постоянного множителя 20 перепишем в следующем виде:

$$\lg(\rho_0 c_0 V_i) = \lg \rho_0 + \lg c_0 + \lg V_i, \quad (5.86)$$

здесь ρ_0 и c_0 (плотность воздуха и скорость распространения звука в нем) – физические константы и также (как независимые слагаемые) не влияют на результат минимизации. Поэтому минимизация функции M_1 сводится к задаче

$$\min_h M_1 = \min_h \lg V_i, \quad (5.87)$$

где i – номер октавной полосы частот.

Данная процедура минимизации (см. рис. 4.2) должна быть проделана девять раз (от $i = 1$ до $i = 9$) по числу октавных полос частот применительно к фронтальной стенке кабины. Кроме того, внутри каждой октавной полосы необходимо энергетически суммировать виброскорости по каждой собственной частоте.

Тогда вспомогательная функция M_1 получит вид:

$$\min_h (\lg V_i) = \min_{h; K_i; FMN_{K_i}[1:K_i]; \eta} \lg \left(\sum_{k=1}^{K_i} 10^{0,1 \lg V_k} \right), \quad (5.88)$$

где K_i – количество собственных частот колебаний стенки в i -ой октавной полосе и $FMN_{K_i}[1:K_i]$ – массив собственных частот в i -ой октавной полосе.

Алгоритм минимизации виброскоростей V_i по каждой октавной полосе для каждой стенки носит вспомогательный характер, т.к. для каждой октавной полосы частот будет найдено свое оптимальное значение толщины стенки кабины. Поэтому ответ на вопрос об оптимальной толщине стенки может дать только применение условного критерия с учетом приближения к нормативной кривой для проверки каждого из оптимальных h , найденных для каждой октавной полосы. Такой подход можно реализовать только для уровня структурного шума в целом.

Приводимая ниже схема алгоритма минимизации структурного шума включает в себя минимизацию вспомогательной функции M_1 (рис. 5.26 и рис. 5.27).

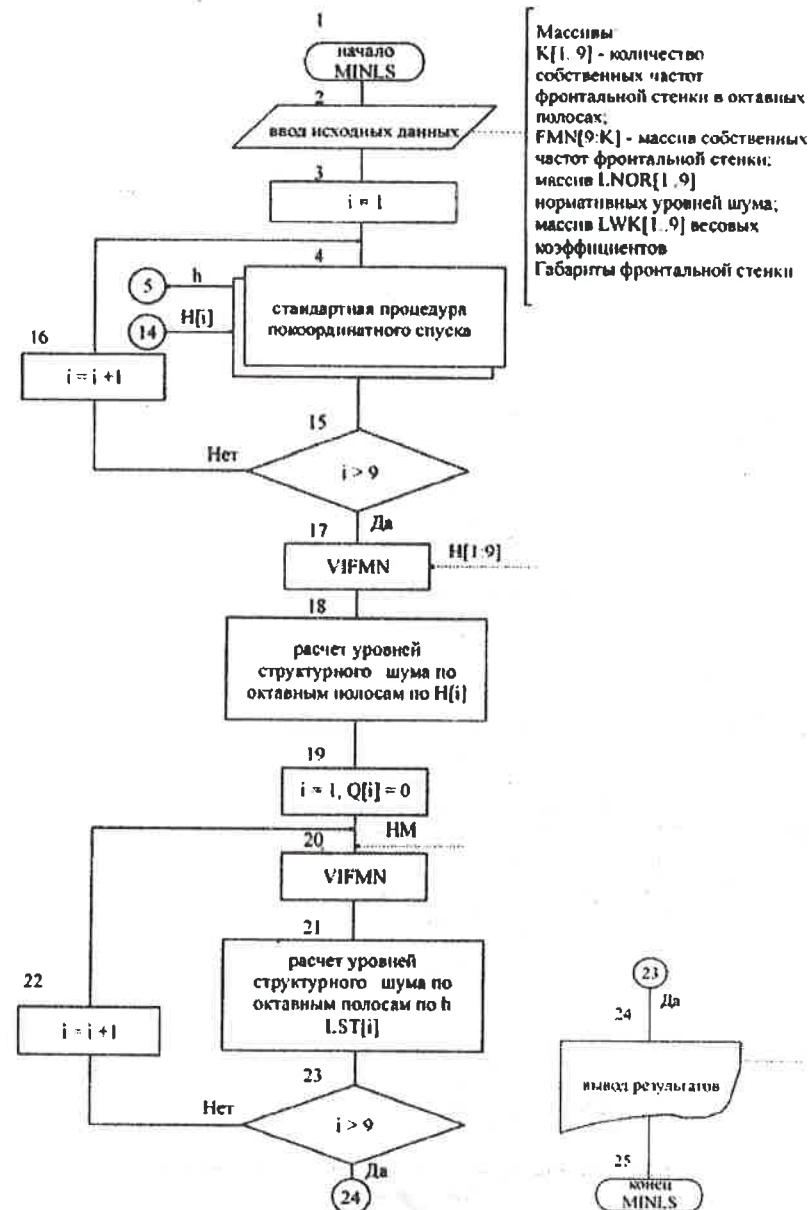


Рис. 5.26. Алгоритм минимизации вспомогательной функции M_1 (см. окончание на с. 212)

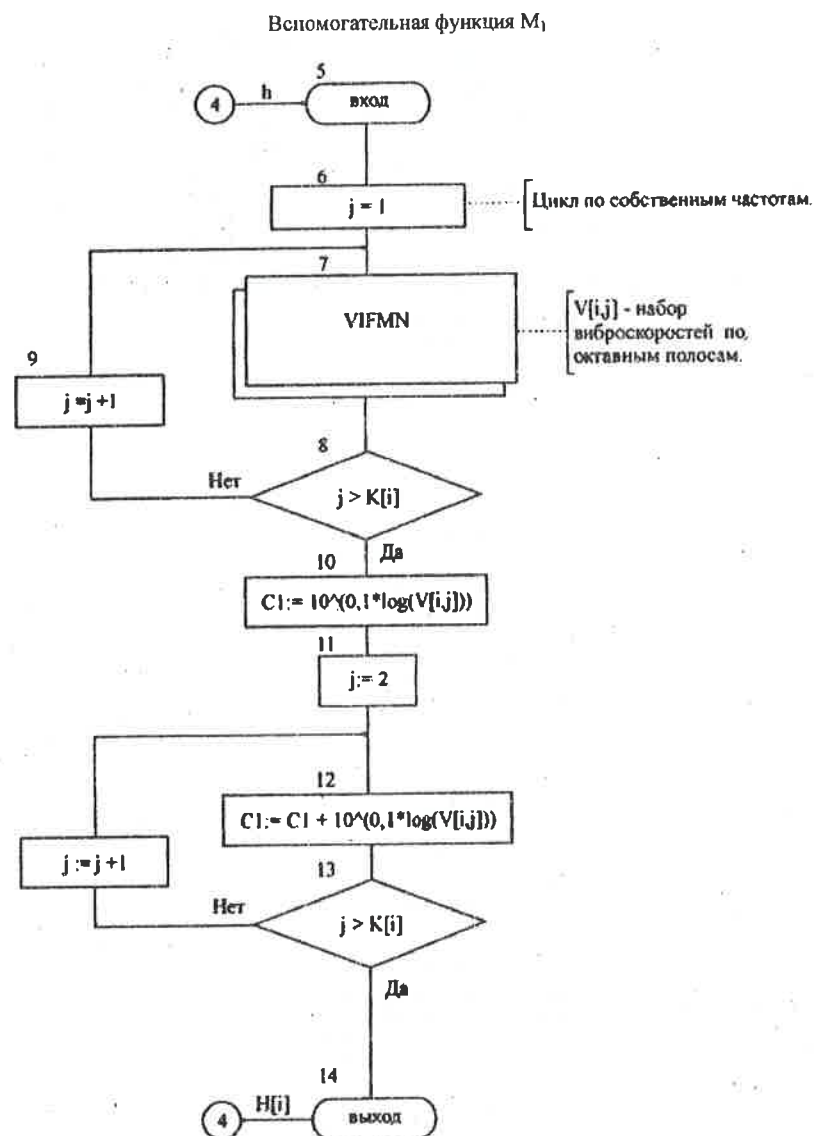


Рис. 5.26. Алгоритм минимизации вспомогательной функции M_1 (окончание)

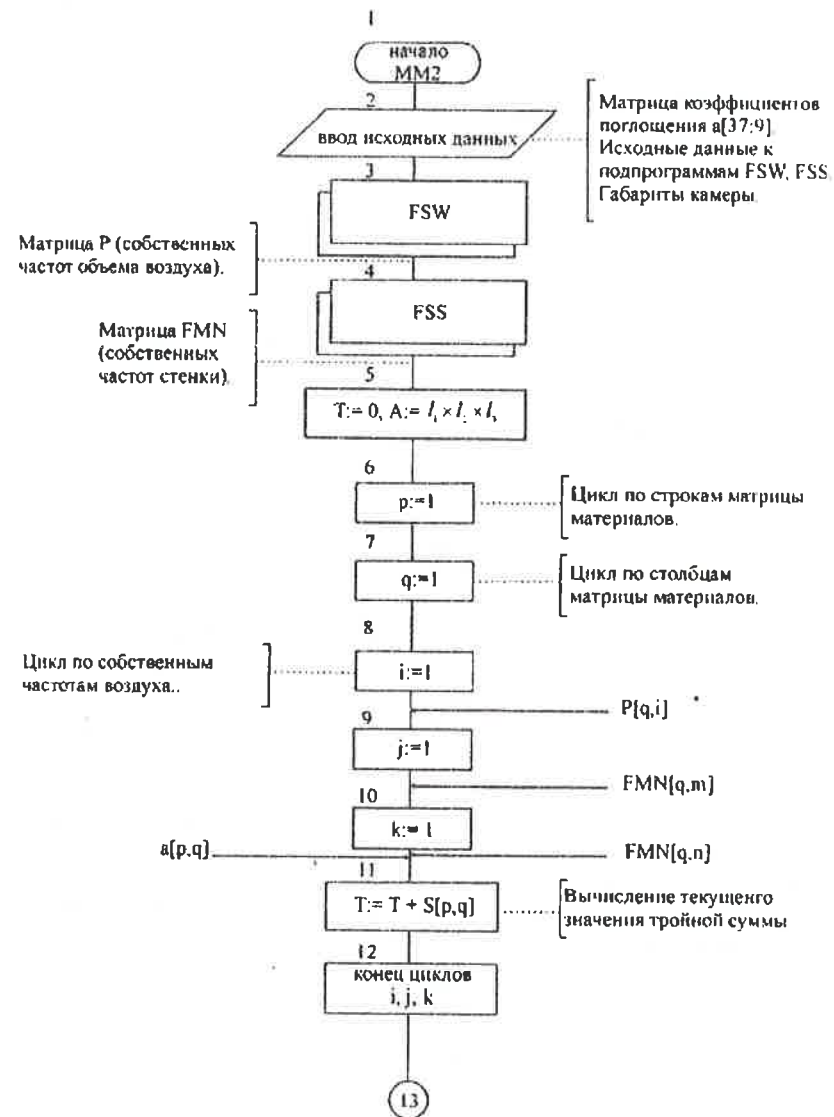


Рис. 5.27. Алгоритм вычисления функции $MM2$ (см. окончание на с. 214)

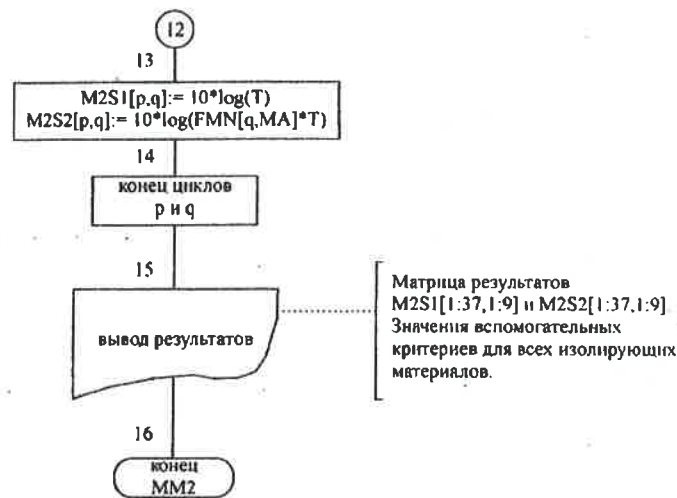


Рис. 5.27. Алгоритм вычисления функции MM2 (окончание)

5.4.4. Расчет виброскоростей элементов ограждения кабины.

Виброскорости элементов кабины V_i являются единственными слагаемыми в формуле уровня структурного шума в октавной полосе, в которую неявно входит толщина стенки h . Основное выражение для виброскоростей в i -ой стенке:

$$V_i = \sqrt{\frac{q_i}{Z_i}}, \quad (5.89)$$

где q_i – энергетические потоки, определяемые решением систем уравнений энергетического баланса; Z_i – импеданс пластины (стенки), зависит от характера вибрационного поля.

$$Z_i = \begin{cases} 0,5\pi\eta f_{mn}\rho h S_i; & f_{mn} < f_{\text{диф}}; \\ \sqrt[4]{\frac{E\rho}{3(1-\mu^2)}} h^2; & f_{mn} > f_{\text{диф}}. \end{cases} \quad (5.90)$$

Здесь f_{mn} – собственные частоты на данной октавной полосе, а $f_{\text{диф}}$ – граница диффузности

$$f_{\text{диф}} = \frac{8h}{\pi\eta S_i} \sqrt{\frac{E}{3(1-\mu^2)\rho}}, \quad (5.91)$$

где S_i – площадь пластины (стенки); η – коэффициент потерь в стенке.

Таким образом, управляемая переменная h прямо или через η входит в импеданс Z .

При решении систем уравнений для нахождения q_i входят коэффициенты α_{ij} , вычисляемые как:

$$\alpha_{ij} = \frac{\psi(\mu_{ij})\tau}{\pi}, \quad (5.92)$$

где $\mu_{ij} = \frac{h_j}{h_i}$ – отношение толщины стенок, для нашего случая равно 1.

При этом

$$\psi = \frac{1}{3} \left(2E_1 \left(\frac{\pi}{2}, 1 \right) \right), \quad (5.93)$$

где E_1 – полный эллиптический интеграл первого рода; τ – коэффициент передачи энергии колебаний:

$$\tau = \left(2(\mu_{ij}^{5/4} + \mu_{ji}^{5/4}) \right)^{-2} = (2(1+1))^{-2} = 0,0625, \quad (5.94)$$

c_u – скорость распространения изгибной волны в стенке:

$$c_u = \sqrt{\frac{4\pi^2 E_1}{12(1-\mu_1^2)}} (hf_{mn})^2, \quad (5.95)$$

где f_{mn} – собственная частота колебаний стенки.

Коэффициенты поглощения энергии:

$$\delta = \frac{\pi f_{mn} \eta}{c_u}, \quad (5.96)$$

где η – суммарный коэффициент потерь в стальном и резиновом листах как функция толщины и частоты (для стали) и частоты (для резины).

Таким образом, колебательные скорости, как и первое слагаемое выражения для структурного шума, рассчитывается для всех собственных частот в каждой спектральной октавной полосе частот для каждой стенки.

Схема алгоритма расчета колебательной скорости для конкретной собственной частоты колебаний f_{mn} приведена на рис. 5.28 как выражение, зависящее от величины h , поступающей от алгоритма оптимизации.

Виброскорости элементов кабины определяются на их собственных частотах колебаний. Ниже приведены подпрограммы расчета фактически вспомогательных величин:

- собственных частот;
- коэффициентов потерь колебательной энергии многослойных панелей и остекления.

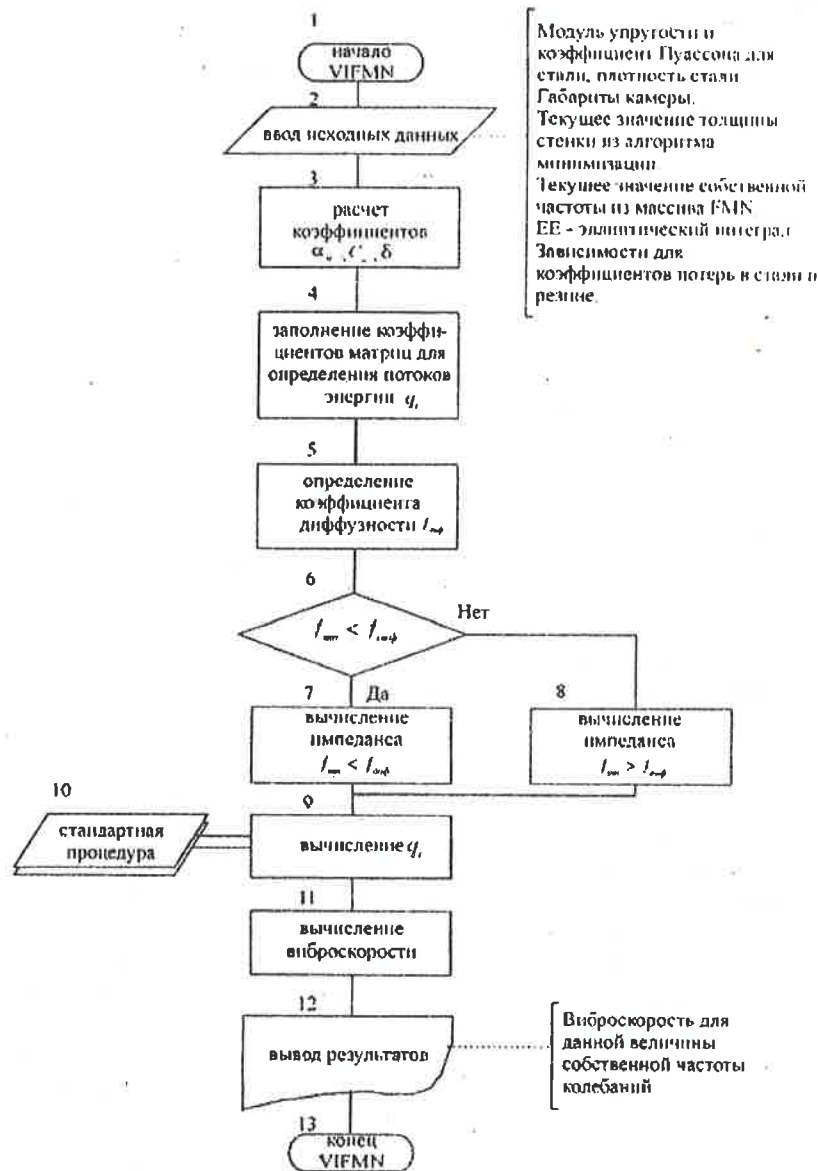


Рис. 5.28. Алгоритм вычисления виброскоростей элементов ограждения

Подпрограмма вычисления собственных частот колебаний стенок FSS как функция управляемой переменной h

Исходные данные

- Технологические исходные данные: размеры стенки l_1, l_2 .
- Данные из базы данных: физико-механические характеристики материала стенки.

Собственные частоты колебаний вычисляются по формуле:

$$f_{nm} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{Eh^2}{12(1-\mu^2)\rho_0}} \left(\frac{m^2}{l_1^2} + \frac{n^2}{l_2^2} \right). \quad (5.97)$$

Здесь h – управляемая переменная; параметры m и n комбинируются как размещения из некоторого количества целых чисел по два, когда получаемые соединения различаются друг от друга самими элементами или их порядком. Например, 1-1, 1-2, 1-3, ..., 2-1, 3-1, 3-2 ... Ограничение общего числа целочисленных элементов определяется условием $f_{nm} \leq 11200$. Все подобные размещения составляют общее количество собственных частот, которые рассортировываются по стандартным октавным полосам.

Схема алгоритма FSS приводится на рис. 5.29.

Нанесение на стальную основу вибропоглощающих мастик позволяет увеличить суммарный коэффициент потерь на один-два порядка. Среди большого количества вибропоглощающих материалов, применяемых для снижения вибрации и шума, для конструктивных и технологических особенностей рассматриваемых машин наиболее предпочтительны вибродемпфирующие мастики ВД-17, «Антивибр-2», «Антивибр-3» и резина. Нанесение на стальную основу мастики ВД-17 толщиной 2 мм приводит к увеличению коэффициента потерь до 0,011 (практически в 8 раз). Мастики «Антивибр» еще более эффективны. Слой «Антивибр-5» толщиной 2 мм на стальной основе увеличивает коэффициент потерь до 0,052.

Подпрограмма вычисления коэффициентов потерь колебательной энергии многослойных элементов и остекления. Для теоретической оценки коэффициента потерь колебательной энергии пластин с демпфирующим покрытием могут быть использованы следующие формулы [8, 16]:

$$\eta_{\Sigma} = \frac{\alpha\beta(3 + 6\beta + 4\beta^2 + 2\alpha\beta^3 + \alpha^2\beta^4)}{(1 + \alpha\beta)[1 + 2\alpha\beta(2 + 3\beta + 2\beta^2) + \alpha^2\beta^4]}, \quad (5.98)$$

где $\alpha = \frac{E_2}{E_1}$ и $\beta = \frac{h_2}{h_1}$; E_1 и E_2 – модули упругости пластины и покрытия, МПа; h_1 и h_2 – толщины пластины и покрытия;

$$\eta_{\Sigma} = \frac{D_1\eta_1 + D_2\eta_2 + \dots + D_i\eta_i}{D_1 + D_2 + \dots + D_i}, \quad (5.99)$$

где η_i – коэффициенты потерь колебательной энергии; D_i – цилиндрические жесткости,

$$D_i = \frac{E_i h_i^3}{12(1 - \mu_i^2)}. \quad (5.100)$$

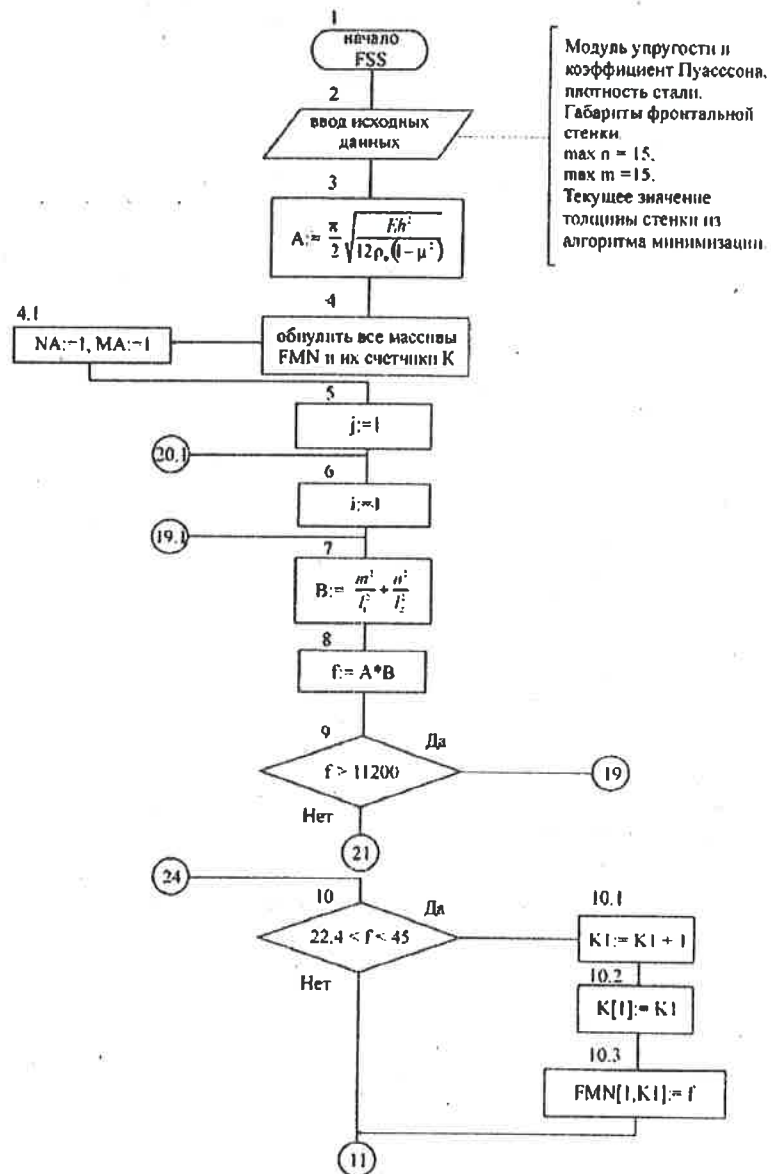


Рис. 5.29. Подпрограмма вычисления собственных частот колебаний стенок FSS (окончание см. на с. 220)

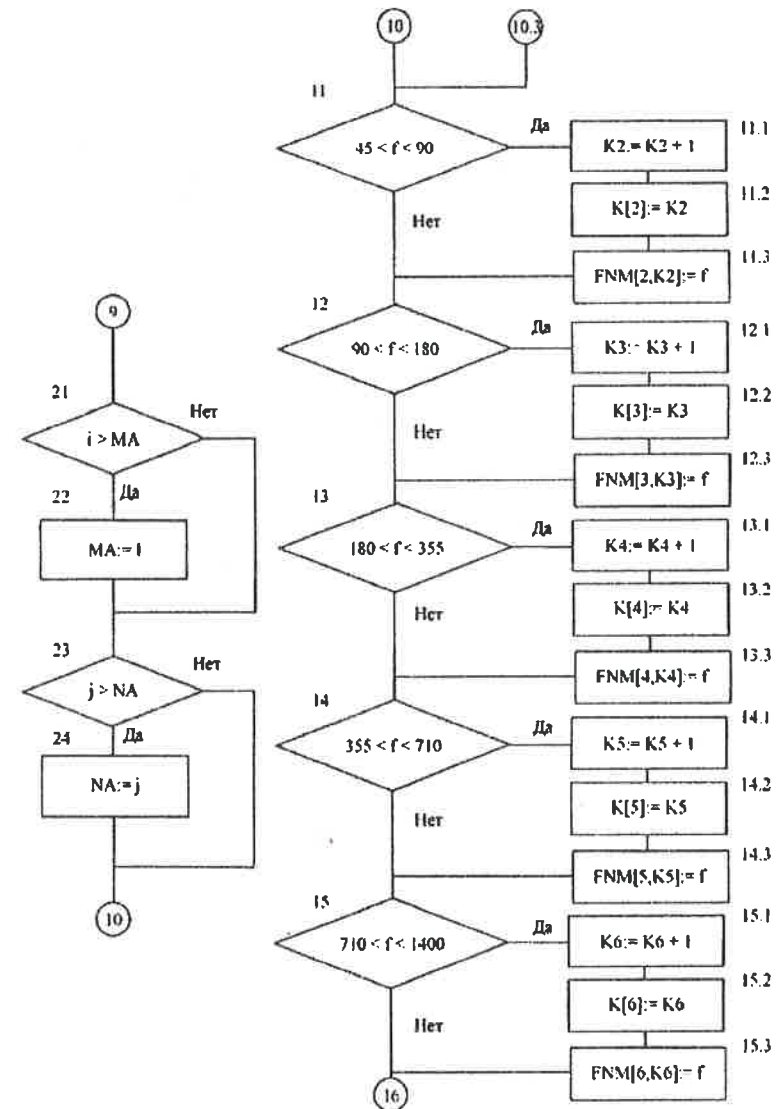


Рис. 5.29. Подпрограмма вычисления собственных частот колебаний стенок FSS (продолжение)

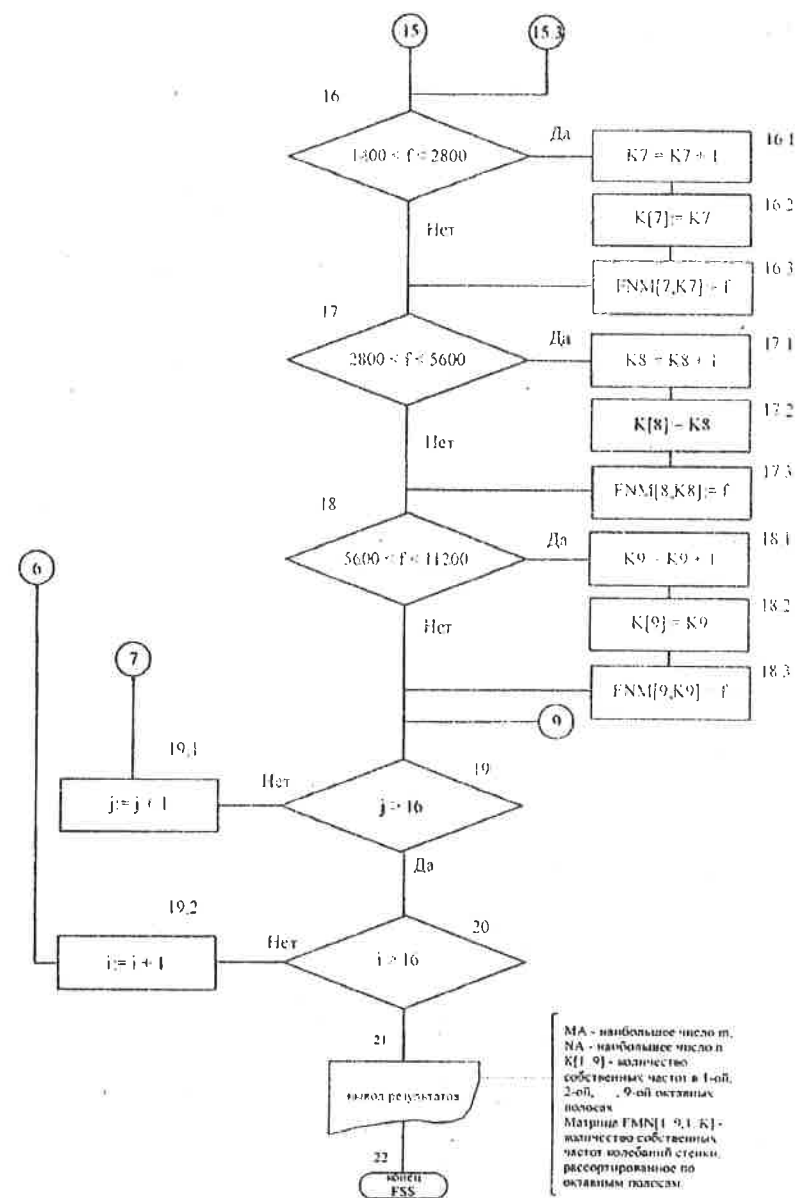


Рис. 5.29. Подпрограмма вычисления собственных частот колебаний стенок FSS (окончание)

Первая формула учитывает коэффициенты потерь основы и покрытия в явном виде. Поэтому расчет коэффициентов потерь предпочтительно выполнять по зависимости (5.99) для тех материалов, для которых в соответствующей справочной литературе имеются данные по модулям упругости и коэффициентам Пуассона. Жесткость и толщина демпфирующего слоя находятся в обратно пропорциональной зависимости. Кроме этого, точность расчета структурного шума в очень большой степени зависит от точности задания коэффициентов потерь колебательной энергии.

Для удобства использования данных в расчетах на основе результатов эксперимента строятся регрессионные зависимости, определяющие коэффициент потерь колебательной энергии в функции толщины и частоты колебаний. Кривые изменения коэффициента потерь пластины различной толщины и на различных частотах колебаний имеют один минимум и один максимум. Данные аппроксимируются полиномом пятого порядка:

$$\hat{y} = b_0 + b_1x + b_2x^2 + b_3x^3 + b_4x^4 + b_5x^5, \quad (5.101)$$

где b_i — искомые коэффициенты регрессии.

В экспериментальных данных зависимости коэффициента потерь от частоты колебаний величина η и частота f отличаются друг от друга на 4–6 порядков. Это затрудняет построение регрессионных зависимостей. Кроме того, среднегеометрические полосы частот представляют собой геометрическую прогрессию со знаменателем 2. Поэтому необходимо так преобразовать значения η и f , чтобы при решении задачи нахождения коэффициентов регрессии они отличались не более чем на порядок. Это можно реализовать, если принять следующее преобразование:

$$x = \lg f. \quad (5.102)$$

После получения коэффициентов регрессии результат можно будет выразить через обратное преобразование переменных.

Значения коэффициентов регрессии b_i отыскиваются с помощью метода наименьших квадратов с использованием стандартных процедур линейной алгебры.

Регрессионная зависимость коэффициента потерь от толщины пластины выглядит следующим образом (см. рис. 5.6):

$$\eta = 0,02 - 3,33 \cdot 10^{-3}h + 2,14 \cdot 10^{-3}h^2 - 3,68 \cdot 10^{-4}h^3 + 2,38 \cdot 10^{-5}h^4 - 5,29 \cdot 10^{-7}h^5. \quad (5.103)$$

Регрессионные зависимости коэффициента потерь стекла от частоты колебаний для толщин 6 мм (см. рис. 4.7) и 12 мм имеют следующий вид:

$$\eta = 0,51 - 0,95 \lg f + 0,81 (\lg f)^2 - 0,32 (\lg f)^3 + 0,06 (\lg f)^4 - 4,98 \cdot 10^{-3} (\lg f)^5; \quad (5.104)$$

$$\eta = 0,21 - 0,43 \lg f + 0,36 (\lg f)^2 - 0,15 (\lg f)^3 + 0,03 (\lg f)^4 - 2,44 \cdot 10^{-3} (\lg f)^5. \quad (5.105)$$

Результаты сравнительных расчетов сведены в табл. 5.15 и 5.16, где в последней колонке приведены отклонения значений \hat{y} , рассчитанных по регрессионным формулам, от значений y , полученных в эксперименте.

Таблица 5.15

Зависимость коэффициента потерь от толщины стекла

h , мм	y -эксперим.	\hat{y} -теоретич.	%
1	0,0185	0,01847	-0,14%
2	0,0200	0,01935	-3,36%
3	0,0215	0,02120	-1,44%
4	0,0230	0,02302	0,10%
5	0,0240	0,02423	0,94%
6	0,0250	0,02452	-1,97%
7	0,0240	0,02385	-0,61%
8	0,0230	0,02239	-2,71%
9	0,0210	0,02041	-2,91%
10	0,0180	0,01824	1,32%
11	0,0160	0,01623	1,41%
12	0,0150	0,01465	-2,39%
13	0,0140	0,01365	-2,60%
14	0,0135	0,01317	-2,51%
15	0,0130	0,01292	-0,61%
16	0,0125	0,01228	-1,82%

Для зависимости коэффициента потерь от толщины пластины погрешность не превышает 3,36 %.

Таблица 5.16

Зависимость коэффициента потерь от частоты колебаний

f , Гц	y -эксперим.	\hat{y} -теоретич.	%
1	2	3	4
$h = 6$ мм			
31,5	0,0270	0,0271	0,21 %
63	0,0230	0,0227	-1,11%
125	0,0202	0,0205	1,64%
250	0,0182	0,0182	-0,09%
500	0,0162	0,0159	-1,64%
1000	0,0150	0,0150	0,07%
2000	0,0158	0,0161	1,91%
4000	0,0182	0,0180	-1,32%
8000	0,0158	0,0159	0,35%
$h = 12$ мм			
31,5	0,0202	0,0203	0,29%
63	0,0194	0,0191	-1,32%
125	0,0178	0,0181	1,89%
250	0,0166	0,0166	-0,29%
500	0,0150	0,0148	-1,29%
1000	0,0138	0,0137	-0,55%
2000	0,0134	0,0138	2,67%
4000	0,0146	0,0143	-1,81%
8000	0,0130	0,0131	0,45%

Глава 6. ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИЕ КОМПОЗИЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ НА ОСНОВЕ ПРИРОДНЫХ И СИНТЕТИЧЕСКИХ ВОЛОКОН

6.1. Классификация звукопоглощающих материалов

Звукопоглощающие материалы – это искусственные материалы, предназначенные для диссипации энергии акустической волны. Звукопоглощающие материалы применяются для изготовления шумопонижающих конструкций строительных сооружений, панелей интерьера и облицовок моторного отсека транспортных средств.

Звукопоглощающие материалы, применяемые в транспортных средствах, подвергаются воздействию самых неблагоприятных эксплуатационных факторов – высоким и знакопеременным температурным и динамическим нагрузкам, контакту с различными агрессивными средами (солевыми растворами, нефтепродуктами и т.д.). При этом они должны соответствовать высоким экологическим нормам и обладать определенными декорирующими свойствами.

Условия работы и технические параметры шумопонижающих конструкций, в которые устанавливаются звукопоглощающие материалы, определяют совокупность требований, предъявляемых к этим материалам: обеспечение заданной величины коэффициента звукопоглощения в широком диапазоне частот при незначительной массе и толщине; высокие антибактериальные и противопожарные свойства; отсутствие запаха в процессе эксплуатации и выделения токсичных продуктов в процессе горения; гипоаллергенность и т.д. Кроме того, звукопоглощающие материалы должны быть технологичными, легко утилизируемыми, иметь приемлемую стоимость и доступную сырьевую базу.

С точки зрения структурной организации звукопоглощающие материалы – это материалы, имеющие открыто пористую структуру, обусловленную их природным строением или получаемую технологически. Звукопоглощающие материалы подразделяются на: волокнистые звукопоглощающие композиты, вспененные материалы и порошковые или гранулированные материалы.

Наибольшее распространение в различных отраслях промышленности получили сплошные звукопоглощающие композиционные материалы. Они представляют собой пластмассы с наполнителями различной формы и природы (песок, слюда, бумага, металлы и их оксиды и соли), а также пластмассы, армированные неорганическими природными, синтетическими или искусственными волокнами (хлопок, шерсть, винилон, ацетат, полиамид), вспененные или наполненные полым дисперсным наполнителем, такими как полые микросферы из стекла, бакелита, вспученный вермулит,