

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА АКУСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ  
ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ ПРЕДПРИЯТИЙ  
ТЕКСТИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

**Б.С. Сажин, О.С. Кочетов,  
М.В. Сошенко, И.А. Рыжманова**  
Московский государственный текстильный  
университет им. А.Н. Косыгина

Акустический расчет вентиляционных систем в производственных помещениях текстильных предприятий предусматривает следующую последовательность:

- 1 - расчет шумовых характеристик вентиляторов,
- 2 - расчет шума в вентиляционных камерах,
- 3 - расчет шума в вентилируемых помещениях,
- 4 - расчет шума в помещениях с транзитными трубопроводами.

Расчет шумовых характеристик вентиляторов рассмотрен в работе [1] на примере центробежных вентиляторов для установки "Экспресс-сервис" по заказу Орловского НИИЛмаш. Остановимся на расчете шума в вентилируемых помещениях, который обусловлен уровнями звуковой мощности вентилятора, путевой арматуры и элементов трубопроводов, а также концевых воздухораспределительных устройств. Октавные уровни звукового давления, создаваемые вентиляционной установкой, подающий воздух в рассматриваемое помещение, определяются по зависимости

$$L_{п.вент} = P_{наг} - \sum \Delta - \Delta_{отг} + 10 \lg \left( \frac{\Phi \chi}{4\pi r^2} + \frac{4\psi}{B} \right), \quad (1)$$

где  $P_{наг} = P_0 - 10 \lg \frac{(m_{наг} - 1)^2}{4\pi_{наг}}$  - уровни звуковой мощности в тракте нагнетания, дБ;

$P_0$  - уровень звуковой мощности вентилятора [1],  $m_{наг}$  - отношение наибольшей площади поперечного сечения корпуса вентилятора к площади нагнетательного отверстия;  $\sum \Delta$  - суммарные потери звуковой мощности в элементах нагнетательного участка вентиляционной системы, дБ,  $\Delta_{отг}$  - ослабление звуковой мощности вследствие ее отражения от плоскости выходного отверстия нагнетательного трубопровода, определяемое по рис. 1 [2], дБ;  $r$  - расстояние от источника шума до расчетной точки помещения, м;  $\chi$  - эмпирический коэффициент, зависящий от отношения  $r/l_{макс}$  ( $l_{макс}$  - максимальный габаритный размер вентилятора, м) и определяемый по рис. 2 [2];  $\psi = -0,5l\alpha_{от}$  - эмпирический коэффициент, учитывающий нарушения диффузности звукового поля в помещении,  $\alpha_{от}$  - средний коэффициент звукопоглощения поверхностей, ограничивающих помещение,  $B$  - постоянная помещения, определяемая в зависимости от типа помещения:

а) постоянная помещения  $B$ ,  $m^4$ , где отсутствуют звукопоглощающие конструкции, определяются по формуле

$$B = B_{1000} \cdot \mu, \quad (2)$$

где  $B_{1000}$  - постоянная помещения,  $m^4$ , на среднегеометрической частоте 1000 Гц, определяемая по табл. 1 в зависимости от объема  $V, m^3$ , и типа помещения;  $\mu$  - частотный множитель, определяемый по табл. [1].

б) постоянную помещения  $B$ , после его акустической обработки,  $m^4$ , определяют по формуле

$$B_1 = \frac{A_1 + \Delta_1}{(1 - \alpha_1)}, \quad (3)$$

где  $A_1 = \alpha(S_{\text{обш}} - S_{\text{обн}})$  - эквивалентная площадь звукопоглощения поверхностями, не занятыми звукопоглощающей облицовкой;  $\alpha = V/(V + S_{\text{обн}})$  - средний коэффициент звукопоглощения в помещении до его акустической обработки;  $\alpha_1$  - средний коэффициент звукопоглощения акустически обработанного помещения, определяемый соотношением

$$\alpha_1 = \frac{A + \Delta A}{S_{\text{эф}}}, \quad (4)$$

$\Delta A$  - величина суммарного добавочного поглощения, вносимого конструкцией звукопоглощающей облицовки или штучными звукопоглотителями, определяемого по формуле

$$\Delta A = \alpha_{\text{обн}} S_{\text{обн}} + A_{\text{шт}} n, \quad (5)$$

где  $\alpha_{\text{обн}}$  - реверберационный коэффициент звукопоглощения конструкции облицовки;  $S_{\text{обн}}$  - площадь этой конструкции, м<sup>2</sup>;  $A_{\text{шт}}$  - эквивалентная площадь звукопоглощения одного штучного поглотителя, м<sup>2</sup>;  $n$  - количество штучных звукопоглотителей в помещении.

На ПЭВМ по вышеприведенным формулам и номограммам был рассчитан шум в вентилируемых помещениях, который обусловлен вентилятором со следующими характеристиками: объемный расход  $Q=950$  м<sup>3</sup>/ч, полное давление (напор) вентилятора  $H=2200$  Па, (220 кгс/м<sup>2</sup>) число оборотов электродвигателя  $n=3000$  об/мин, (мощность двигателя  $N=1,1$  Квт), число лопаток вентилятора  $z=12$  (лопатки загнуты назад), диаметр рабочего колеса  $D_p=340$  мм. диаметр всасывающего отверстия 120 мм, размеры выходного фланца вентилятора 125x125 мм. Размеры вентилируемого помещения, м:  $D \times W \times H = 8 \times 3 \times 4,5$  м, а в качестве концевых воздухораспределительных устройств рассматривался дисковый плафон.

В результате анализа полученных данных был сделан вывод о том, что с увеличением скорости в воздуховоде существенно изменяются составляющие шума от путевой арматуры и концевых воздухораспределительных устройств, тогда как шум, излучаемый вентилятором, подающим воздух в рассматриваемое помещение, остается практически неизменным.

Используя ориентировочный метод определения шумовых характеристик (на расстоянии 1 м от контура машины, по ГОСТ 12.1.028-80, (аппаратура: микрофон 4131, шумомер 2203, октавные фильтры 1613 фирмы "Брюль и Кьер") были проведены экспериментальные исследования вышеуказанной вентиляционной установки. Эксперименты показали, что в тракте нагнетания уровни звукового давления на 2...6 дБ выше, чем в тракте всасывания во всем частотном диапазоне.

#### ВЫВОДЫ:

1. Проведен анализ последовательности расчета шума в вентилируемых помещениях, который показал необходимость учета размеров и характера облицовки вентилируемого помещения, а также путевой арматуры и концевых воздухораспределительных устройств.

2. Расчеты на ПЭВМ показали, что шум создаваемый путевой арматурой и концевыми воздухораспределительными устройствами существенно изменяется в зависимости от скорости в воздуховоде, которая варьировалась в пределах 2...10 м/с.

3. Результаты экспериментальных исследований показали, что во всем частотном диапазоне в тракте нагнетания вентиляционной системы уровни звукового давления на 2...6 дБ выше, чем в тракте всасывания.

Список литературы.

1. Кочетов О.С. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. - 1998, №2.

2. Хорошев Г.А., Петров Ю.И., Егоров Н.Ф. Борьба с шумом вентиляторов. - М.: Энергоиздат, 1981. - 144с.

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА РЕЗИНОВЫХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ ДЛЯ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ТКАЦКИХ СТАНКОВ

**Б.С. Сажин, О.С. Кочетов,  
М.В. Сошенко, А.Н. Харитонов**  
Московский государственный текстильный  
университет им. А.Н. Косыгина

При размещении нового оборудования или модернизации существующего, связанной с увеличением рабочих скоростей, на старых производственных площадях, приходится идти либо путем увеличения жесткости межэтажного перекрытия, либо путем установки оборудования на виброизолирующие системы. Последний путь зачастую более предпочтителен, так как не требует больших затрат на реконструкцию зданий [1].

На Московском шелковом комбинате «Красная Роза» в 1990 году решался вопрос размещения в ткацком корпусе пневматических ткацких станков типа PN 130 (производства ЧССР) и перед ВНИИЛТЕКМАШем была поставлена задача спроектировать для этого станка систему виброизоляции. Для проведения экспериментальных работ был предоставлен ткацкий цех с работающими там станками-аналогами типа P-125А, имеющими следующие параметры: вес станка с навоем  $Q = 1760$  кгс; число опорных точек станка  $m = 4$ ; частота вращения главного вала  $n_1 = 350$  мин<sup>-1</sup>. Статические и динамические нагрузки от станка представлены в табл. 1 и 2.

Таблица 1 - Распределение нагрузки по опорным точкам станка (в статике), кгс

P	P	P	P
1	2	3	4
360	606	464	330

Таблица 2 - Динамические нагрузки станка в вертикальном направлении (амплитуда силы, кгс)

Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Частота возмущающей силы, Гц	Номер гармоники	1	2	3	4
350	5,83	1	20,6	42,6	33,6	34,2
350	11,7	2	31,7	103,3	30,6	39,4
350	17,5	3	19,7	22,2	15,6	14,3

Анализируя динамические нагрузки станка в вертикальном направлении можно сделать вывод о том, что расчет системы виброизоляции следует вести по второй возмущающей гармонике (11,7 Гц), так как максимум спектра возмущения приходится именно на вторую опору станка (103,3 кгс) во второй гармонической составляющей спектра возмущающих сил станка.

Рассчитаем систему виброизоляции для ткацкого станка и определим ее эффективность для первых 3-х гармоник. Примем: количество резиновых элементов в каждом виброизоляторе  $n=2$ ; форма поперечного сечения резинового виброизолятора - квад-