

О ЗВУКОВОЙ МОЩНОСТИ ШУМА, СОЗДАВАЕМОГО ЭЛЕМЕНТАМИ ВОЗДУХОВОДОВ

Е. Я. Юдин

В работе излагаются методика и результаты экспериментального исследования шума, возникающего при течении воздуха по каналам (элементы воздухопроводов, эжекторы, аэродинамические трубы высоких скоростей). Найдено, что звуковая мощность с точностью до незначительного влияния числа Рейнольдса пропорциональна кубу избыточного давления и квадрату геометрических размеров. Шум имеет статистический характер и занимает весьма широкую область частот. Характеристика направленности при изменении давления изменяется слабо.

Введено понятие безразмерной шумовой характеристики элемента воздухопровода, экспериментально получены шумовые характеристики воздухопроводов некоторых типов.

Величину скорости движения воздуха в каналах вентиляционных установок зачастую выбирают, исходя из научно не обоснованных значений «допустимых по шуму» скоростей, не дифференцированных в зависимости от формы и размеров канала, затухания звука в нем, акустических свойств помещения, в которое происходит излучение звука, и требований к степени акустического комфорта. Следствием нередко является либо неоправданно высокая стоимость установок из-за чрезмерно больших сечений воздухопроводов, либо появление нежелательного шума. Для расчета допустимой скорости движения воздуха необходимо знать звуковую мощность и спектр образующегося шума.

Настоящая работа посвящена измерениям зависимости величины звуковой мощности и спектра частот шума некоторых сложных элементов воздухопроводов от перепада давления в них, геометрических размеров и акустических условий. Поскольку в помещениях, обслуживаемых вентиляционными установками, обычно существует диффузное звуковое поле, свойства направленности шума, играющие второстепенную роль, исследовались лишь в общих чертах. Постановка измерений была вызвана запросами промышленности.

Причиной шума, возникающего при движении воздуха по каналам вентиляционных установок, является процесс рождения вихрей, связанный с механизмом диссипации энергии стационарного в среднем турбулентного потока в трубе. Ввиду того что граничные возмущения (пульсации скоростей и давления, вызываемые вихрями) в элементах каналов сложной формы в настоящее время неизвестны, вычислить звуковое поле аналитическим путем не удастся. Поэтому основным методом исследования в данной работе был выбран эксперимент с использованием теории подобия и размерностей.

Н. Н. Андреев впервые предложил применить к вихревому шуму методы подобия и размерности [1]. Им было теоретически получено, что звуковая мощность вихревого шума пропорциональна четвертой степени скорости потока, поскольку при сохранении геометрического и кинематического подобия давление определяется критерием Эйлера, а звуковая мощность пропорциональна квадрату звукового давления. Эти соображения справедливы для случаев, когда звуковое давление пропорционально амплитуде пульсаций давления на поверхности обтекаемого тела (звукоиз-

лучение с фиксированной частотой при изменении скорости потока, наблюдающееся, например, при пульсациях давления в аэродинамических трубах [5]). Для случая внешнего обтекания тел, при котором сохраняется постоянным число Струхала, а звук вызывается наличием лобового сопротивления, связанного с пульсирующей поперечной силой, и имеет характер дипольного излучения, автором было найдено, что звуковая мощность пропорциональна шестой степени скорости и квадрату геометрических размеров [2]. Закон шестой степени справедлив только для случая, когда главную роль в звукообразовании играют пульсации нормального давления и область приложения результирующей пульсирующей силы меньше размеров звуковой волны. Общий случай силового излучения рассмотрен Ламбом [14] и положен в основу расчета соответствующей составляющей шума воздушных винтов [1, 13].

Если преобладают пульсации касательных напряжений (струя, вытекающая из сопла), то по Лайтхиллу [3] звуковая мощность пропорциональна восьмой степени скорости и квадрату геометрических размеров (квадрупольное излучение)*.

Все указанные выше работы касались случаев течения в безграничной среде — внешнего обтекания тел и истечения затопленной свободной струи. Из измерений шума вентиляционных решеток, выполненных Стюартом и Дрейком [4], можно заключить, что звуковая мощность пропорциональна скорости потока в степени около 5,5 и площади решетки.

Процесс образования воздуховодного шума и, в частности, звуковая мощность и распределение этой мощности в спектре частот шума, являющиеся важнейшими акустическими характеристиками элемента воздуховода, определяются геометрической формой воздуховода, его размерами, параметрами течения и акустическими свойствами объема, в который происходит излучение звука.

Параметры течения в воздуховоде заданной геометрической формы определяются перепадом в нем статических давлений p , физическими свойствами среды (плотностью ρ и скоростью звука c) — и критериями,

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad \text{и} \quad M = \frac{V}{c},$$

где V — средняя во времени скорость потока в характерной точке воздуховода, D — определяющий геометрический размер, ν — кинематическая вязкость среды. Акустические свойства объема определяются безразмерными импедансами его границ \bar{Z} и соотношением между длиной звуковой волны и размерами объема λ/D **.

В неадиабатных потоках играют роль также процессы теплообмена, которые в данной работе не рассматриваются.

Таким образом, звуковая мощность элемента воздуховода

$$W = \varphi_1 \left(p, \rho, c, D, Re, M, \bar{Z}, \frac{\lambda}{D} \right). \quad (1)$$

Здесь звуковая мощность определяется как интеграл интенсивности звука по замкнутой поверхности, окружающей открытый конец воздуховода в свободном звуковом поле.

* Впервые на пропорциональность звуковой мощности восьмой степени скорости потока при квадрупольном излучении указал Д. И. Блохинцев [12].

** Частота аэродинамических пульсаций (а следовательно, и звуковых колебаний аэродинамического происхождения) определяется числом Струхала $Sh = \frac{fD}{V} = \varphi_2$ (геометрической формы, Re, M). Поскольку частота $f = c/\lambda$, то $\frac{\lambda}{D} = \frac{1}{M Sh}$ и, следовательно, λ/D не является определяющим критерием, так как в системах, аэродинамически подобных, $\lambda/D = \text{idem}$ автоматически при условии $\bar{Z} = \text{idem}$.

Аналогичное выражение можно написать и для звуковой мощности в любой полосе частот с постоянной относительной шириной пропускания.

Согласно π — теореме теории размерностей можно написать

$$W p^\alpha \rho^\beta c^\gamma D^\delta = \varphi_3 (\text{формы, Re, } M, \bar{Z}). \quad (2)$$

Обычными в теории размерностей вычислениями найдем, что

$$\beta = -1 - \alpha, \quad \gamma = -3 - 2\alpha, \quad \delta = -2. \quad (3)$$

При любом законе $W(p)$ при сохранении подобия мощность пропорциональна квадрату линейного размера.

Из (2) и (3) получим

$$\frac{W}{\rho c^3 D^2} \left(\frac{p}{\rho c^2} \right)^\alpha = \varphi_3 (\text{формы, Re, } M, Z). \quad (4)$$

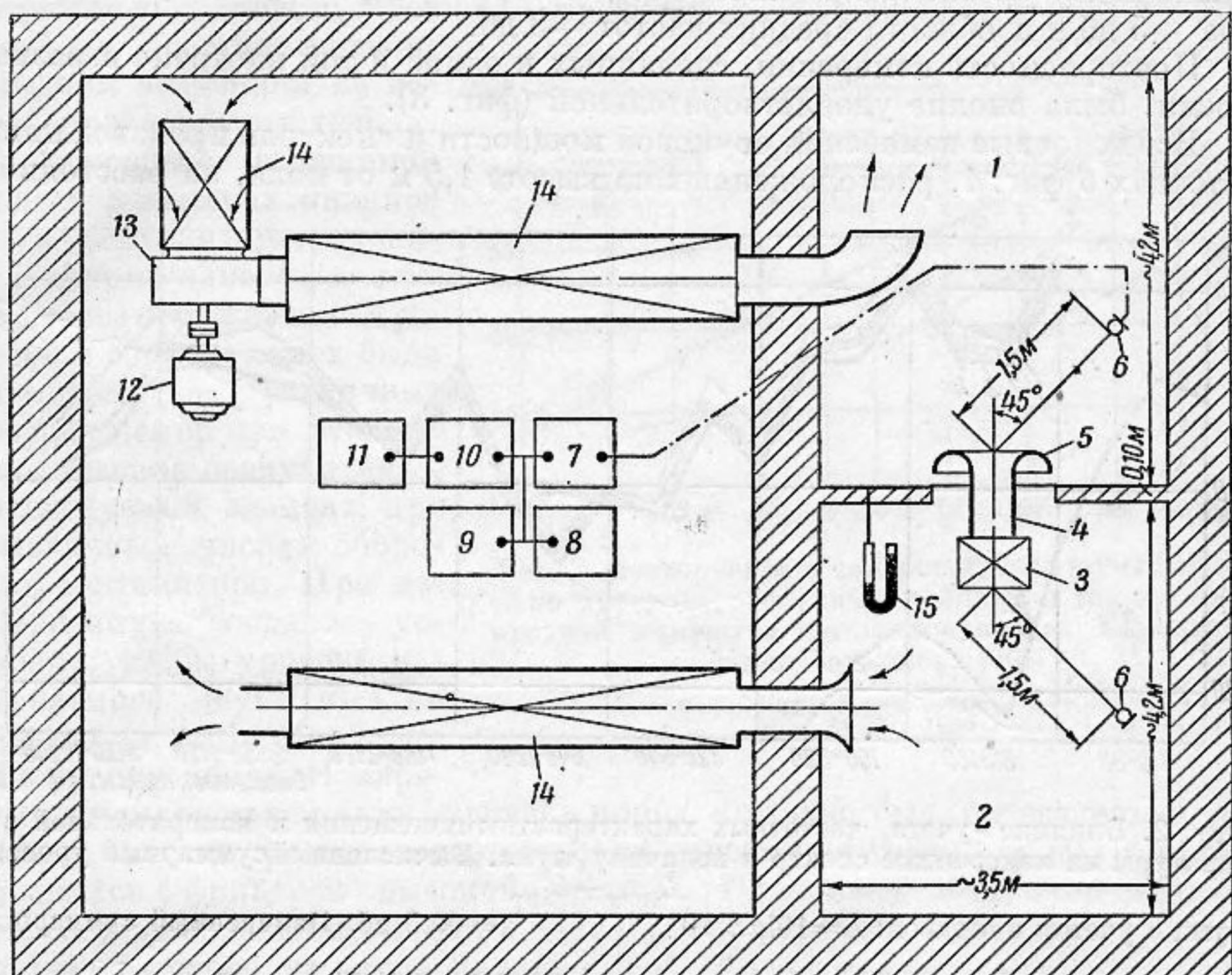
Формула (4) служила рабочей формулой подобия при постановке наших опытов.

Измерения имели целью выяснить: а) характер зависимости звуковой мощности от перепада давлений в элементе воздуховода (показатель степени α), б) зависимость звуковой мощности от размера элемента при сохранении геометрического подобия (пропорциональность квадрату линейного размера), в) влияние чисел Re и M , г) влияние акустических свойств помещения, д) численную величину критерия α для элементов различной формы, е) спектры частот в полосах шириной $1/3$ октавы. Поскольку исследование было ограничено случаем воздухопроводов, влияние параметров среды (ρ и c) экспериментально не изучалось.

В качестве объектов испытаний были выбраны разнообразные элементы металлических воздухопроводов (некоторые из них приведены на фиг. 15), эжекторы низкого и высокого давления, слои насыпного зернистого материала и скоростные аэродинамические трубы. Исследования производились как в акустически необработанных помещениях, так и на открытом воздухе.

Экспериментальная установка, примененная для исследований шума элементов воздухопроводов, эжекторов и насыпных материалов на малых скоростях (фиг. 1), состояла из нагнетательного вентилятора 13 с входным и выходным глушителями 14, камеры нагнетания 1 и выходной камеры 2. Вентилятор 13 имел максимальное давление 200 кг/м^2 , максимальную производительность $3 \text{ м}^3/\text{сек}$. В конструкцию вентилятора были внесены изменения, обеспечивающие снижение уровня шума. Давление и производительность регулировались изменением числа оборотов электродвигателя 12. Воздух из вентилятора поступал через глушитель в камеру нагнетания 1, одновременно служившую как для уменьшения и выравнивания скорости движения воздуха, так и для измерений шума на входе в исследуемый элемент 3. Последний крепился на деревянном щите, установленном в проеме между камерой нагнетания и выходной камерой. Почти во всех случаях на входе в элемент устанавливался плавный коллектор 5 и в некоторых случаях патрубков 4. Пройдя через исследуемый элемент и выходную камеру, воздух через глушитель выбрасывался в помещение установки вентилятора. Выходная камера служила для измерений шума на выходе из элемента. Перепад давлений в исследуемом элементе измерялся микроманометром 15. В качестве камер были использованы две смежные комнаты с наклонными потолками высотой около 4 м. Размеры комнат в плане даны на фиг. 1. Для уменьшения прососов ограждения комнат были окрашены масляной краской, пол покрыт линолеумом, окна и двери герметизированы. Для выравнивания частотных характеристик и уменьшения влияния собственных частот помещения,

имевшаяся в них обстановка (шкафы, столы, стулья, приборы и т. п.) на время измерений не удалялись. При наладке камер были сняты их реверберационные характеристики на шумах в полосах шириной $1/3$ октавы, измерены уровни силы и спектры частот шума нескольких исследованных элементов с целью выяснения равномерности звукового поля в камерах,



Фиг. 1. Схема опытной установки для исследования шумообразования в элементах воздуховодов

измерены уровни и спектры помех, определена звукоизоляция камер, измерены звуковые мощности шума одного и того же источника в различных условиях в прямом и диффузном звуке с целью выяснения пригодности результатов измерений на камерах для других акустических условий. Всего при наладке камер было произведено большое число измерений уровней и спектров. В качестве акустической измерительной аппаратуры применялись шумомер Ш-52 7, тонспектромер звуковых частот с 27 полосовыми фильтрами 8, анализаторы с постоянной относительной (16%) и абсолютной (50 и 2 гц) полосами пропускания 9, шлейфовый осциллограф 11 с усилителем постоянного тока 10, генератор белого шума, высококачественный усилитель и громкоговорители.

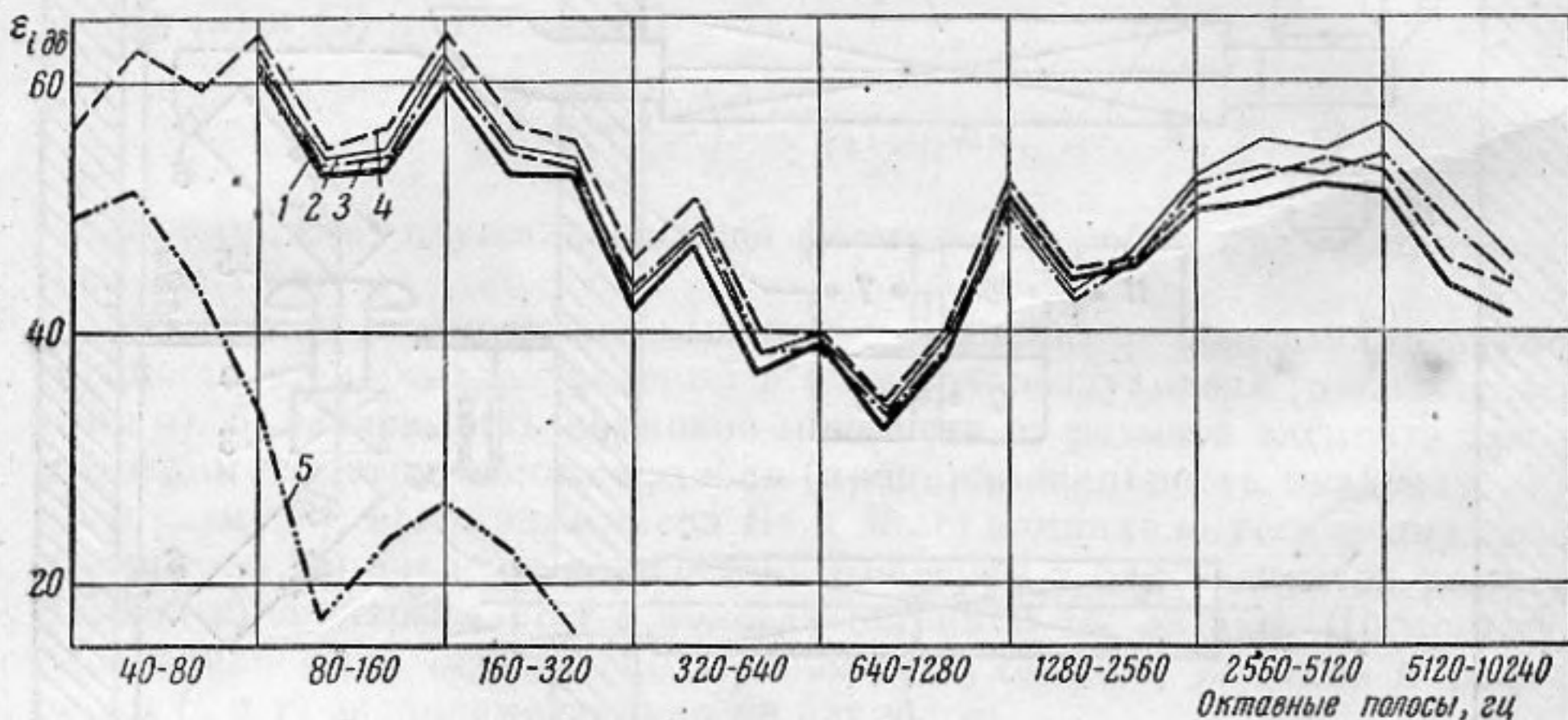
Измерение реверберационных характеристик камер на полосах шума шириной $1/3$ октавы показало, что отклонения величины $10 \lg A$ от среднего значения 13 дб не превышают $\pm 1,5$ дб. Громкоговоритель помещался на месте исследуемого элемента, а микрофон — последовательно в нескольких точках камеры в области диффузного звука. При столь незначительной неравномерности с достаточной для практических целей точностью можно было считать, что уровень звуковой мощности отличался от уровня силы звука в диффузном поле на одну и ту же величину независимо от вида спектра, конечно, при условии наличия достаточно большого числа некогерентных составляющих в спектре, чтобы можно было пренебречь влиянием стоячих волн. Введение поправок на частотные характеристики камер и

измерительной аппаратуры оказалось практически ненужным, так как влияние их на характер спектра и уровень шума лежит в пределах точности измерений (фиг. 2).

Результаты измерений уровней и спектров в различных точках камеры в условиях диффузного звука показали, что неравномерность по суммарному уровню составляет ± 3 дБ, неравномерность на краях спектра ± 5 дБ и в области средних частот ± 3 дБ.

Повторяемость измерений, сделанных в одной и той же точке в разное время, была вполне удовлетворительной (фиг. 3).

Все основные измерения звуковой мощности и спектров производились в точках 6 фиг. 1, расположенных на высоте 1,5 м от пола, на расстоянии

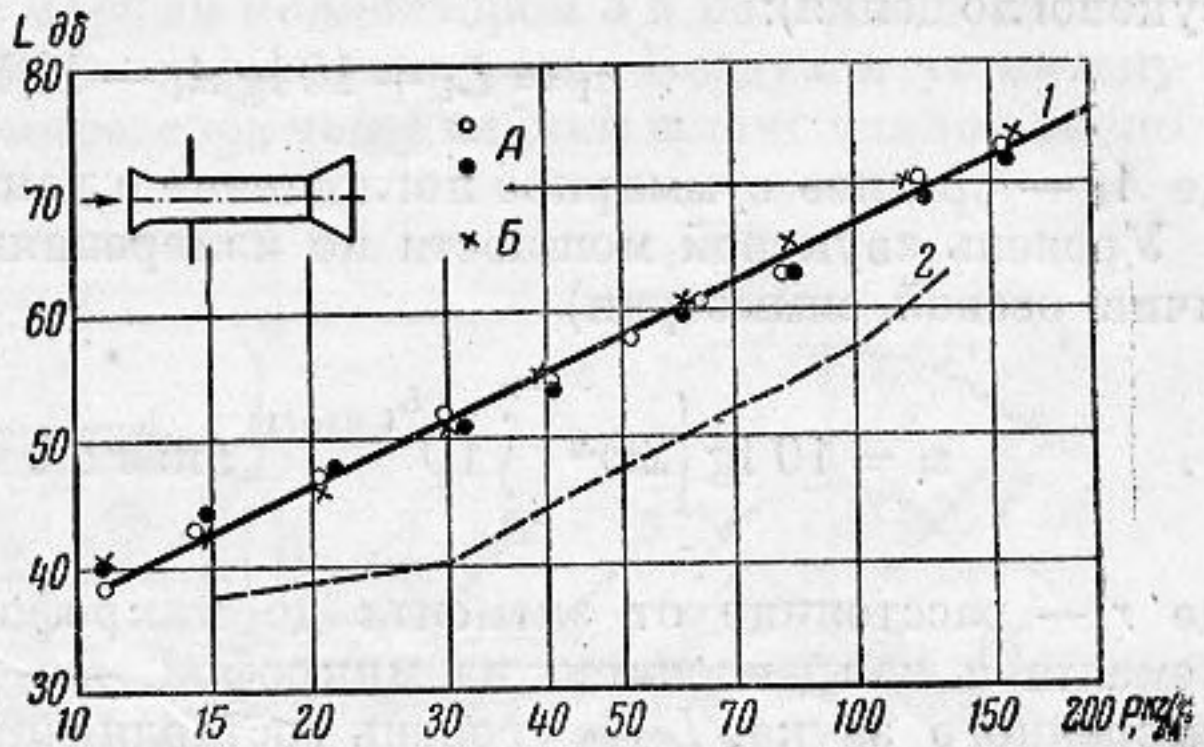


Фиг. 2. Влияние учета частотных характеристик помещения и измерительной аппаратуры на измеренный спектр и величину шума. Вычисленный суммарный уровень шума с учетом поправок: $L = 10 \lg \Sigma 10^{\frac{L_{i \text{изм}} + L_{i \text{пр}}}{10}} = 60,5$ дБ. Измеренный суммарный уровень шума: $L_{\text{изм}} = 63,5$ дБ. Измеренный уровень помех: $L_{\text{изм}} = 48$ дБ.

| № кривых | Расчетная формула | Условия | $\frac{\epsilon_i}{10}$ дБ |
|----------|--|---|-------------------------------|
| 1 | $\epsilon_i = L_{i \text{ изм}} + \Delta L_{i \text{ пр}} + 10 \lg A_i - 10 \lg 4$ | с учетом неравномерности частотных характеристик тракта и помещения | 66 |
| 2 | $\epsilon_i = L_{i \text{ изм}} + \Delta L_{i \text{ пр}} + (10 \lg A)_{\text{ср}} - 10 \lg 4$ | с учетом неравномерности частотной характеристики тракта (среднее звукопоглощение помещения $10 \lg A_{\text{ср}} = 13$ дБ) | 67,5 |
| 3 | $\epsilon_i = L_{i \text{ в м}} + 10 \lg A_i - 10 \lg 4$ | с учетом неравномерности частотной характеристики помещения (приборная поправка $\Delta L_{\text{пр}} = 0$) | 68 |
| 4 | $\epsilon_i = L_{i \text{ изм}} + (10 \lg A)_{\text{ср}} - 10 \lg 4$ | без учета неравномерности частотных характеристик тракта и помещения | 70,5 |
| 5 | $\epsilon_i = L_{i \text{ изм}} + (10 \lg A)_{\text{ср}} - 10 \lg 4$ | помехи без учета неравномерности частотных характеристик тракта и помещения | 54 |

1,5 м от центра выходного сечения исследуемого элемента. Эти точки были выбраны из следующих соображений: уровень прямого звука в них был не менее чем на 6—10 дБ ниже уровня отраженного, и последний можно было не учитывать*; расстояние от ограждений было достаточным для того, чтобы можно было пренебречь местным увеличением звукового давления у отражающей стенки; уровни, измеренные в этих точках, в большинстве случаев соответствовали средним значениям из измерений в других точках.

Основным источником помех в камерах являлся шум вентилятора, проникавший по каналу, а также через ограждения. Уровень и спектр помех были измерены в различных точках камер при отсутствии течения воздуха через исследуемый элемент, при различных числах оборотов вентилятора. При измерениях соблюдалось условие, чтобы уровень измеряемого шума был не менее чем на 5—20 дБ выше уровня помех. Измерения в камере нагнетания, уровень помех которой был относительно высок, а частота помех соответствовала преимущественно $f \leq 80$ гц, производились с фильтром высокой частоты. Поскольку микрофон располагался вне свободной струи, в зоне малых скоростей, защита его от воздушного потока не понадобилась.



Фиг. 3. Повторяемость замеров уровня шума элемента воздуховода, сделанных в одной и той же точке входной камеры в различное время. Характеристика шумомера «70».

1 — $L = a + 30 \lg p$ 2 — помехи, А — 3.IV.1954 г.,
 Б — 29.IV. 1954 г.

в камере нагнетания, уровень помех которой был относительно высок, а частота помех соответствовала преимущественно $f \leq 80$ гц, производились с фильтром высокой частоты. Поскольку микрофон располагался вне свободной струи, в зоне малых скоростей, защита его от воздушного потока не понадобилась.

Частотные характеристики разности уровней в камерах, определенные посредством измерений в точках б (фиг. 1), при шуме, искусственно создаваемом в камере нагнетания динамиком при наличии исследуемого элемента воздуховода, показали, что «звукоизоляция» (около 25 дБ) достаточна, чтобы пренебречь прониканием шума из камеры в камеру, учитывая, что уровни шума, создаваемого в них при течении воздуха через элемент, примерно одинаковы.

С целью выяснения пригодности измерений звуковой мощности в камерах для других акустических условий было произведено сравнение звуковой мощности и спектра шума, полученных в прямом звуке и в диффузном поле.

Определим уровень звуковой мощности по аналогии с уровнем силы шума выражением

$$\epsilon = 10 \lg \frac{W}{W_0}, \quad (5)$$

где W_0 — уровень сравнения, который удобно выбрать численно равным стандартному уровню силы звука I_0 . Тогда W_0 имеет физический смысл

* Зона, достаточно близкая к источнику, чтобы можно было пренебречь отраженным звуком, и достаточно удаленная, чтобы можно было пренебречь сдвигом фаз между колебательной скоростью и звуковым давлением (т. е. зона, в которой звуковое давление обратно пропорционально расстоянию), определялась посредством измерений уменьшения уровня силы шума по мере удаления от источника, на радиусах, образующих различные углы с осью воздуховода.

На низких частотах (ниже 100—200 гц) отражения от пола и других сравнительно близко расположенных границ могли, вероятно, неблагоприятно повлиять на точность измерений. Однако поскольку содержание звуков с этими частотами в исследованном шуме относительно невелико, ошибка не имела принципиального значения.

звуковой мощности, эквивалентной потоку звуковой энергии с интенсивностью I_0 через единицу площади. В СГС $W_0 = 10^{-9}$ эрг/сек, в технической системе единиц $W_0 = 10^{-13}$ кгм/сек*.

Тогда уровень звуковой мощности какой-либо полосовой составляющей шума, имеющей измеренный в диффузном поле уровень силы (или уровень звукового давления) L_i , будет равен (при малом среднем коэффициенте звукопоглощения):

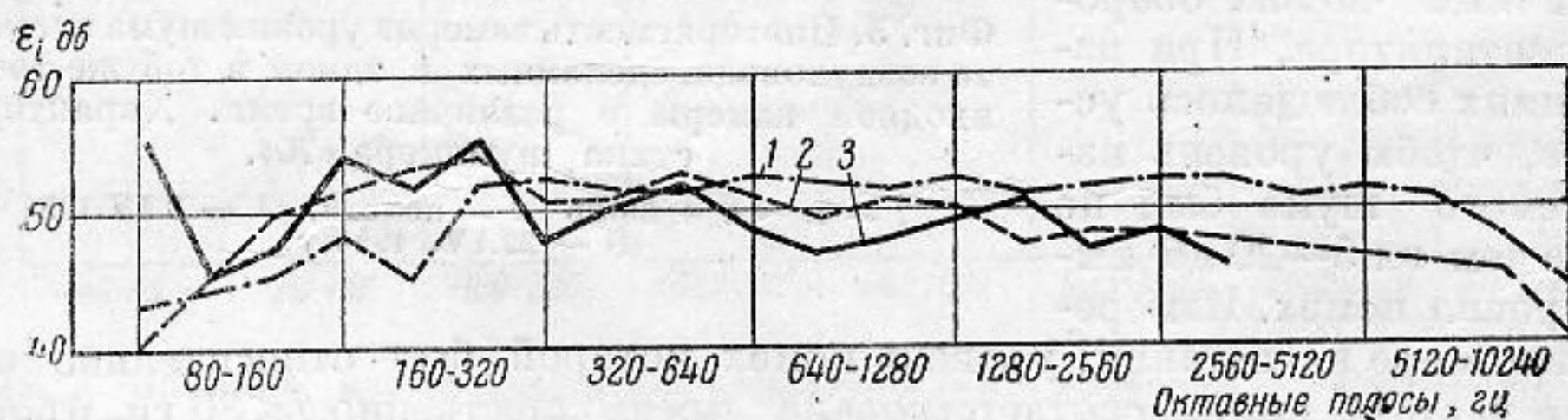
$$\varepsilon_i = L_i + 10 \lg A_i - 10 \lg 4, \quad (6)$$

где A_i — среднее суммарное поглощение в данной полосе частот.

Уровень звуковой мощности по измерениям в прямом звуке (при наличии осевой симметрии)

$$\varepsilon_i = 10 \lg \left\{ 2\pi r^2 \left[\int_0^\pi 10^{L_{i \text{ изм}}/10} \sin \vartheta d\vartheta - 2 \cdot 10^{L_{i \text{ диф}}/10} \right] \right\}, \quad (7)$$

где r — расстояние от элемента до микрофона, ϑ — угол между осью элемента и направлением на микрофон, $L_{i \text{ изм}}$ — уровень составляющей измеренного звука, $L_{i \text{ диф}}$ — уровень составляющей отраженного звука.



Фиг. 4. Спектры звуковой мощности и уровни шума элемента, определенные из измерений в диффузном звуковом поле и в условиях преобладания прямого звука. При вычислении уровней силы шума по измерениям в прямом звуке введены поправки на частотную характеристику помещения

| № кривых | Преобладающий звук | Расстояние до микрофона (м) | Уровень силы шума в диффузном поле (дБ) | | Уровень суммарной звуковой мощности |
|----------|--------------------|-----------------------------|---|---|-------------------------------------|
| | | | измерено | вычислено по характеристикам направленности | |
| 1 | Прямой . . . | 0,5 | — | 58,5 | 64 |
| 2 | Прямой . . . | 0,75 | — | 59,5 | 64,5 |
| 3 | Диффузный . | 1,5 | 59 | — | 65 |

Общий уровень звуковой мощности

$$\varepsilon = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{\varepsilon_i/10} \quad (8)$$

и уровень силы звука в диффузном поле

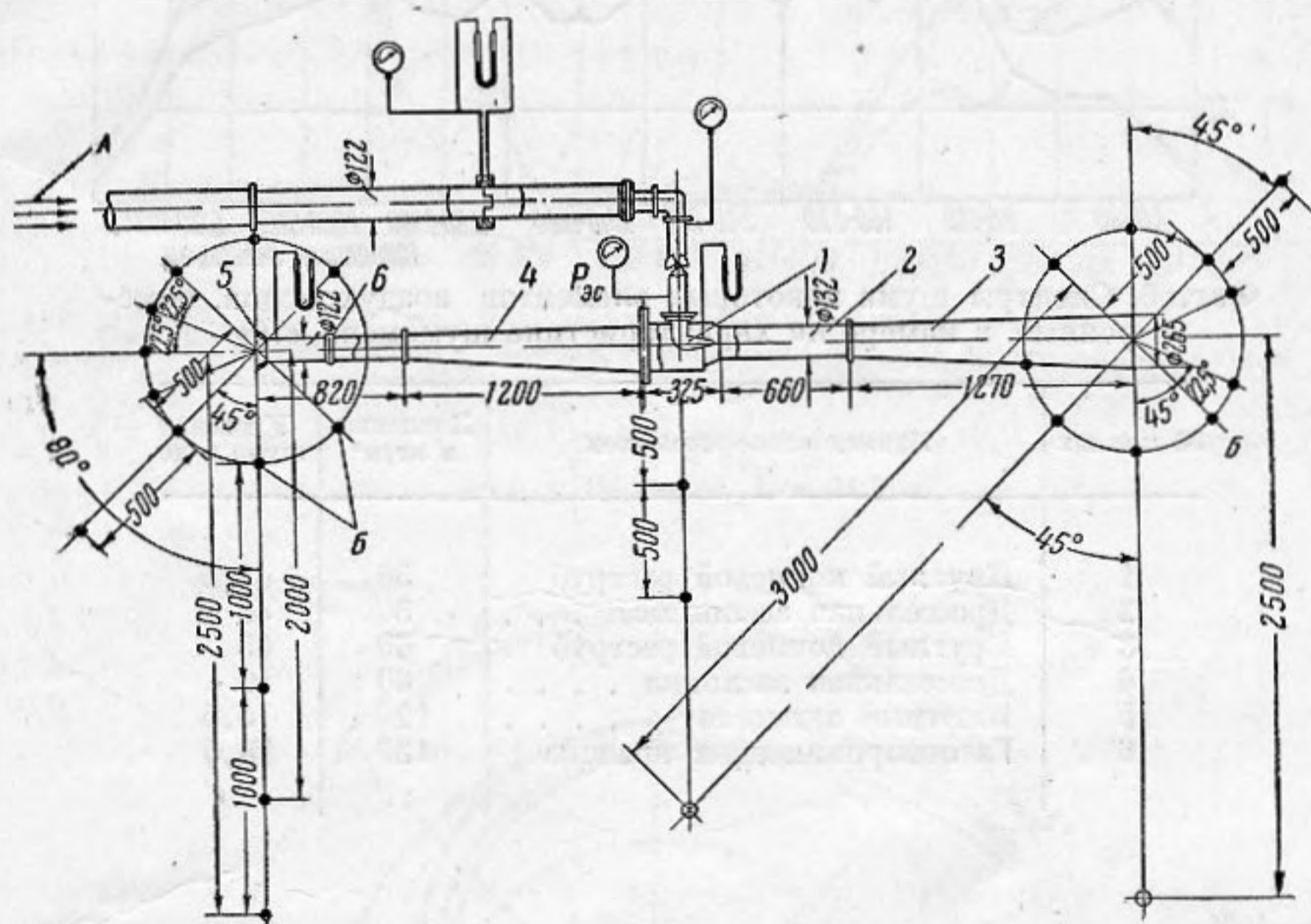
$$L = \varepsilon - 10 \lg A_{\text{ср}} + 10 \lg 4. \quad (9)$$

Результаты обработки по формулам (6)—(9) замеров шума одного из элементов приведены на фиг. 4. Соответствие спектров звуковой мощности

* Численные значения ε в различных системах единиц будут неодинаковыми из-за различия в величине единиц площади. В данной работе применена техническая система единиц.

и уровней, определенных указанными двумя независимыми методами, для технических приложений является приемлемым.

Измерения шума эжекторов высокого давления производились на установке, схема которой приведена на фиг. 5. Исследуемый эжектор имел сменные эжектирующие сопла 1 диаметром 8, 11, 14 и 18 мм, из которых поток поступал в камеру смешения 2 и диффузор 3. На входе в эжектор располагалась всасывающая труба 4 с мерным коллектором 5 и набором дроссельных диафрагм 6 для изменения коэффициента сети. Воздух в установку подавался от передвижного компрессора через гибкий шланг длиной около



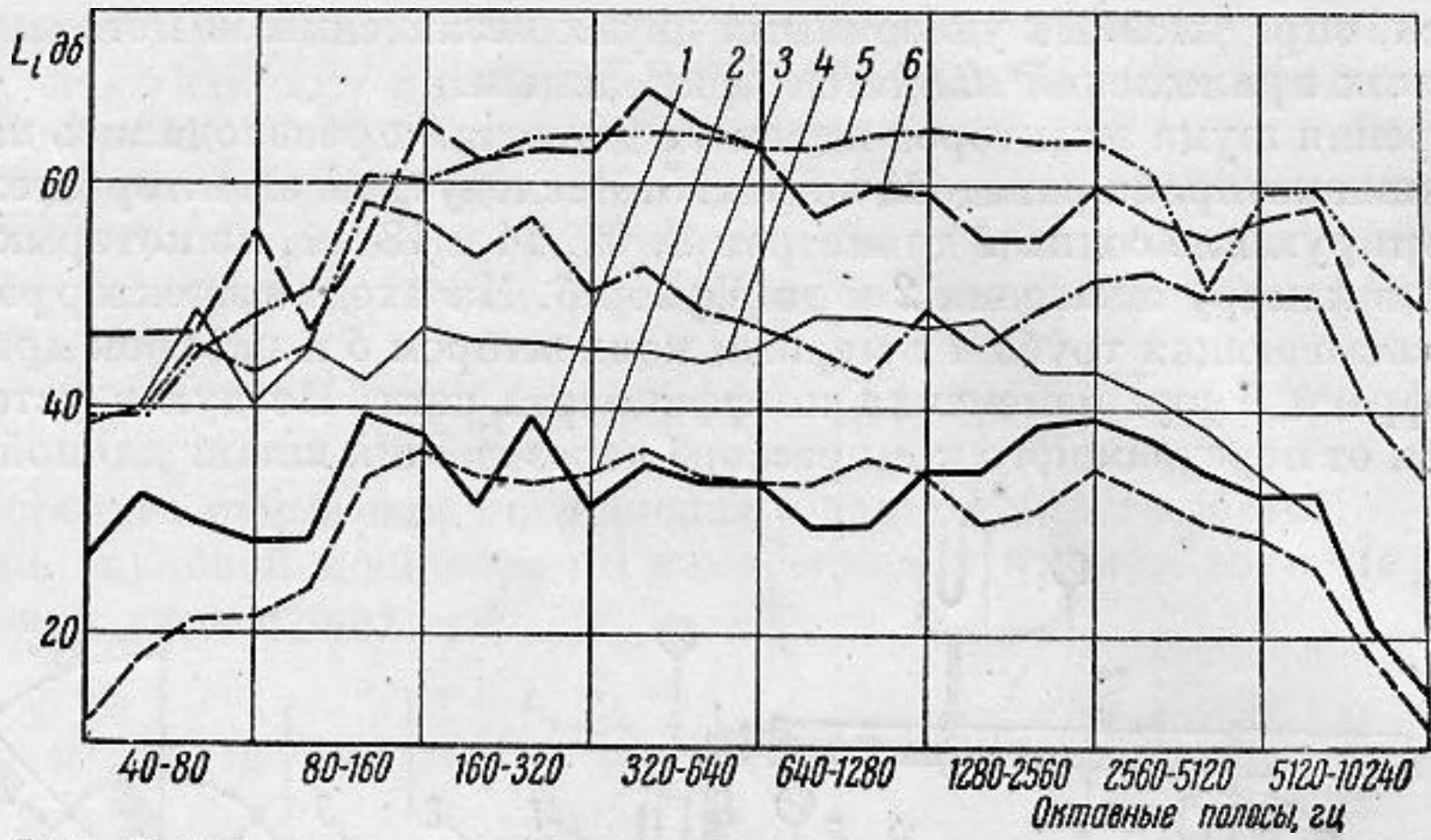
Фиг. 5. Схема экспериментальной установки при измерениях шума эжектора высокого давления:

А — поток от компрессора, Б — точки измерений шума

100 м и систему трубопроводов. Регулирование давления перед эжектирующим соплом производилось при помощи задвижки на трубопроводе на расстоянии около 5 м от эжектора. Давление измерялось образцовым пружинным манометром. Установка располагалась в лабораторном помещении размером $17,5 \times 7,5 \text{ м}^2$, высотой 3,5 м, с паркетным полом и акустически необработанными, оштукатуренными и окрашенными клеевой краской потолком и стенами, слабо загруженном аэродинамическим оборудованием из фанеры и металла. Измерения уровня силы и спектра шума производились в различных точках помещения как в зоне преобладания прямого звука, так и в диффузном поле. Предварительно был определен уровень помех от компрессора и течения воздуха в сети, и замеры производились только при уровнях, превышающих уровень помех не менее чем на 5 дБ. В зоне прямого звука измерялась характеристика направленности*, звуковая мощность определялась интегрированием по сфере, за вычетом отраженного звука, измеренного в диффузном поле.

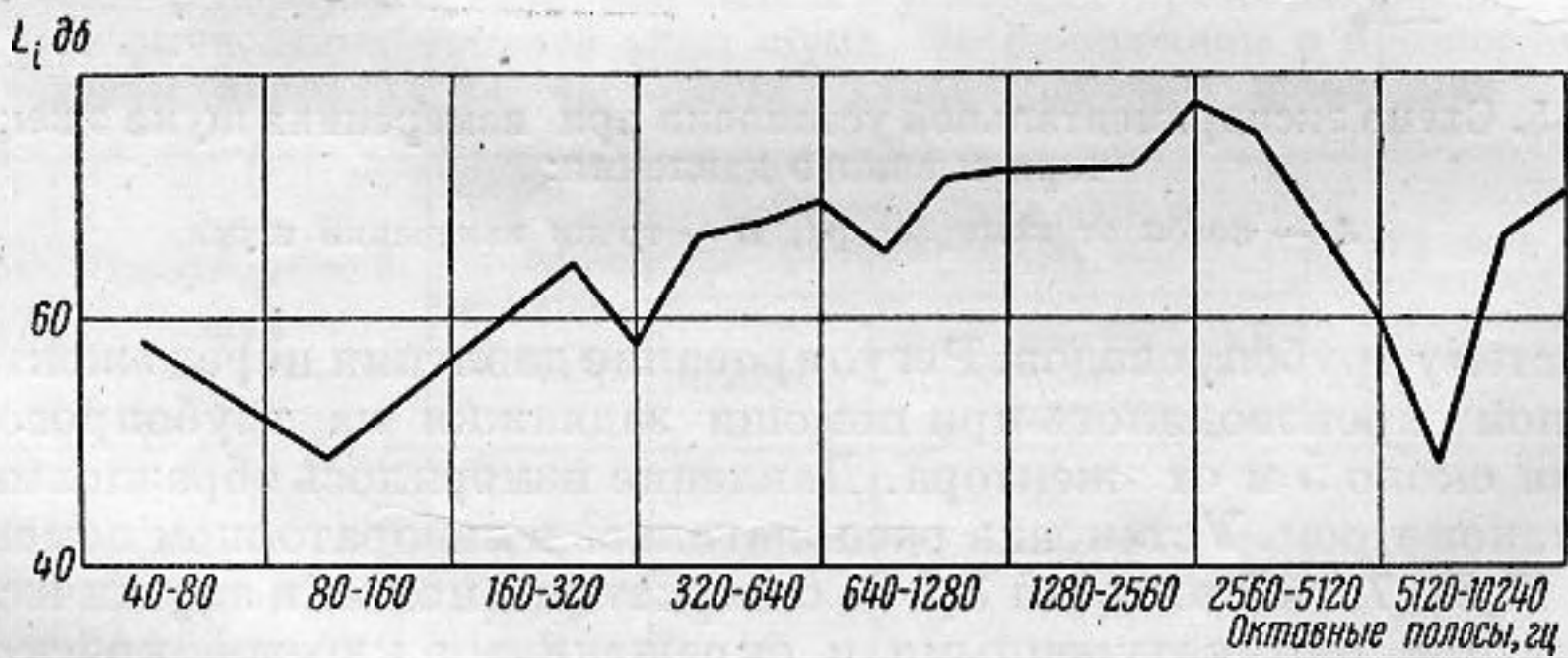
Измерение шума скоростных аэродинамических труб производилось как на открытом воздухе в точках, расположенных на различных расстояниях от выхлопной шахты, так и в помещении, в области диффузного звука.

* После нахождения такого радиуса, на котором соблюдалась обратная пропорциональность интенсивности квадрату расстояния, и источник можно было считать точечным, как указывалось выше.

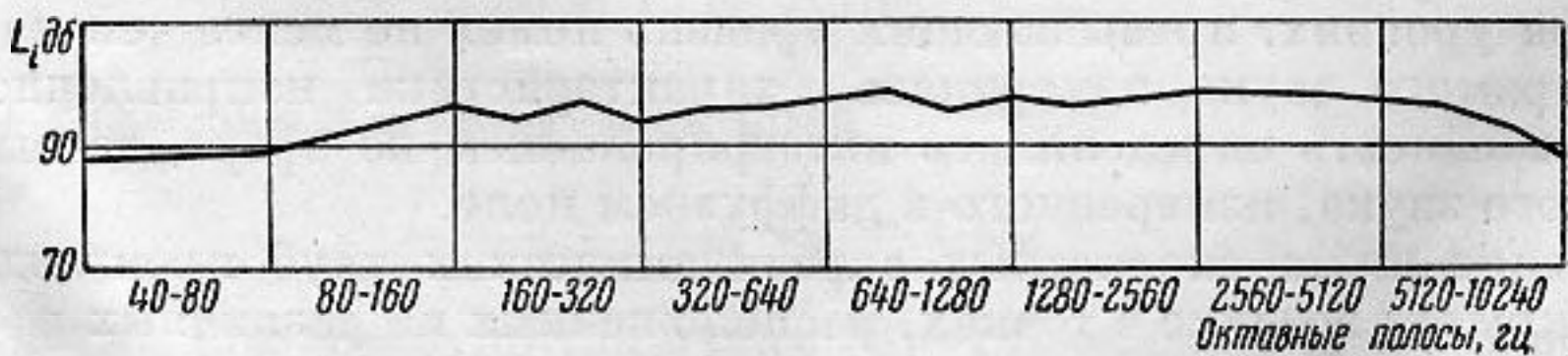


Фиг. 6. Спектры шума некоторых элементов воздуховодов, измеренные в камере на характеристике шумомера «70»

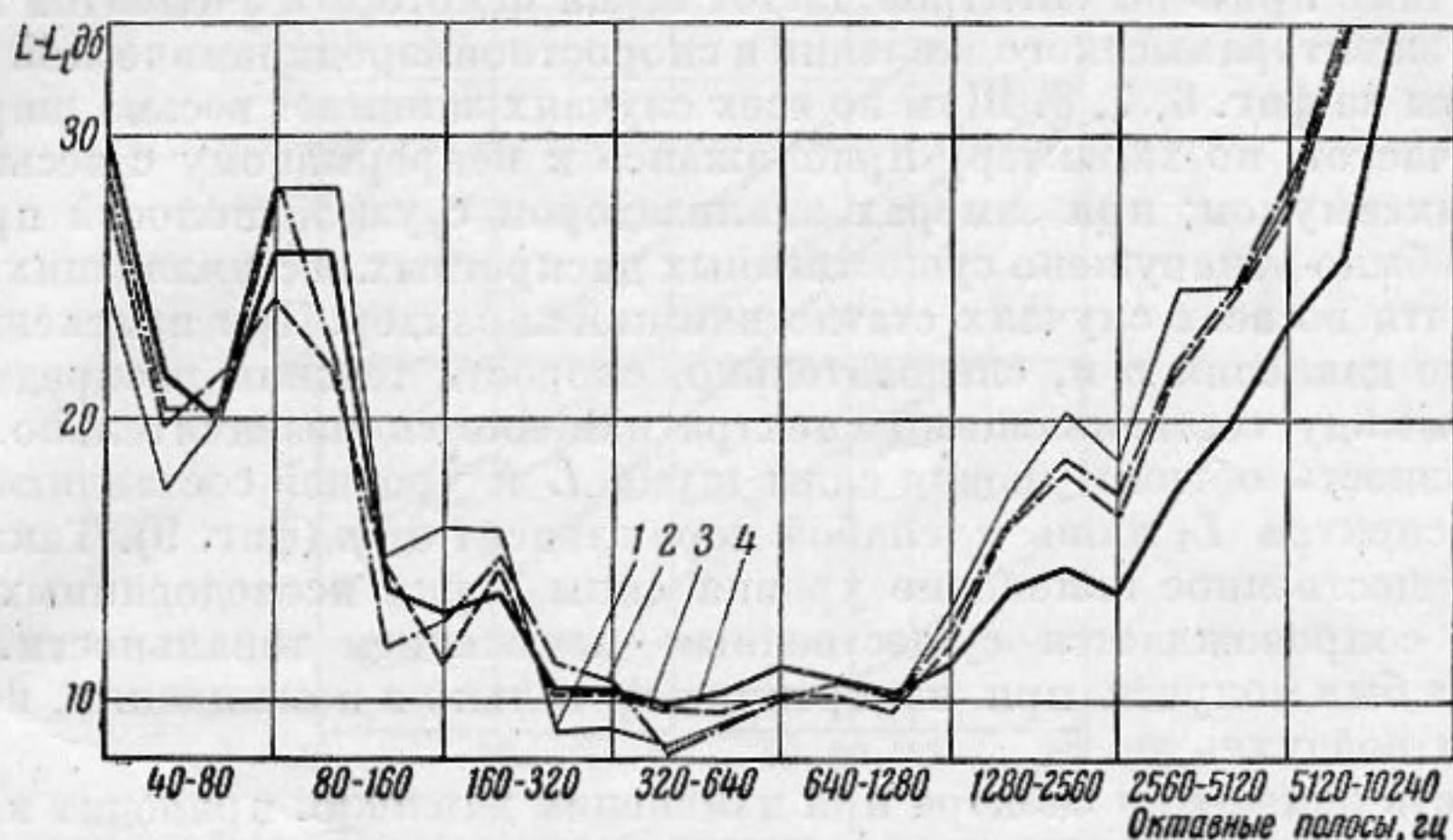
| № кривых | Наименование элементов | Давление в кг/м ² | Уровень шума в дБ |
|----------|------------------------------------|------------------------------|-------------------|
| 1 | Круглый концевой раструб | 30 | 48,5 |
| 2 | Дроссельная заслонка | 30 | 46 |
| 3 | Круглый концевой раструб | 60 | 65 |
| 4 | Дроссельная заслонка | 60 | 59 |
| 5 | Каютный анемостат | 120 | 75,5 |
| 6 | Газонепроницаемая крышка | 120 | 74,5 |



Фиг. 7. Спектр шума эжектора высокого давления для вентиляции химических шкафов (измерен в зале). Диаметр эжектирующего сопла 14 мм, давление перед эжектирующим соплом 3000 кг/м², $L = 84,5$ дБ

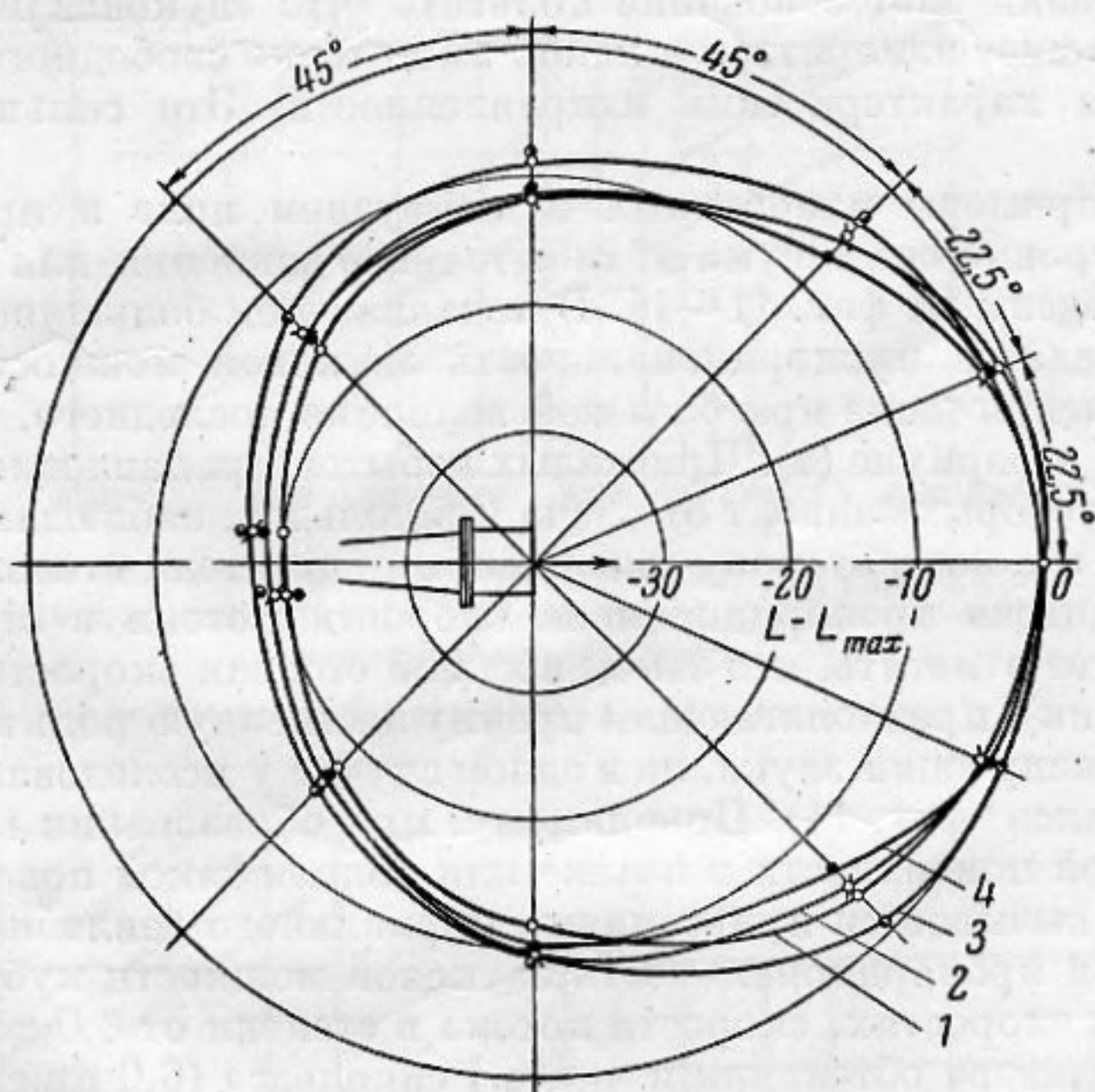


Фиг. 8. Спектр частот шума скоростной аэродинамической трубы, $L = 118$ дБ



Фиг. 9. Зависимость разности суммарного уровня шума анемостата и отдельных составляющих спектра от избыточного давления:

1 — $p = 15 \text{ кг/м}^2$, $L = 51,5 \text{ дБ}$, 2 — $p = 30 \text{ кг/м}^2$, $L = 59,5 \text{ дБ}$, 3 — $p = 60 \text{ кг/м}^2$, $L = 66,5 \text{ дБ}$, 4 — $p = 120 \text{ кг/м}^2$, $L = 74,5 \text{ дБ}$



Фиг. 10. Характеристика направленности шума эжектора высокого давления при изменении давления. Измерения в помещении в зоне преобладания прямого звука

| № кривых | $P_{эс} \text{ кг/м}^2$ | Уровень на оси L_{max} дБ | Уровень диффузного звука дБ |
|----------|-------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| 1 | 7400 | 118,5 | 100,5 |
| 2 | 5400 | 112,5 | 95 |
| 3 | 3000 | 101 | 84,5 |
| 4 | 1800 | 95,5 | 77,9 |

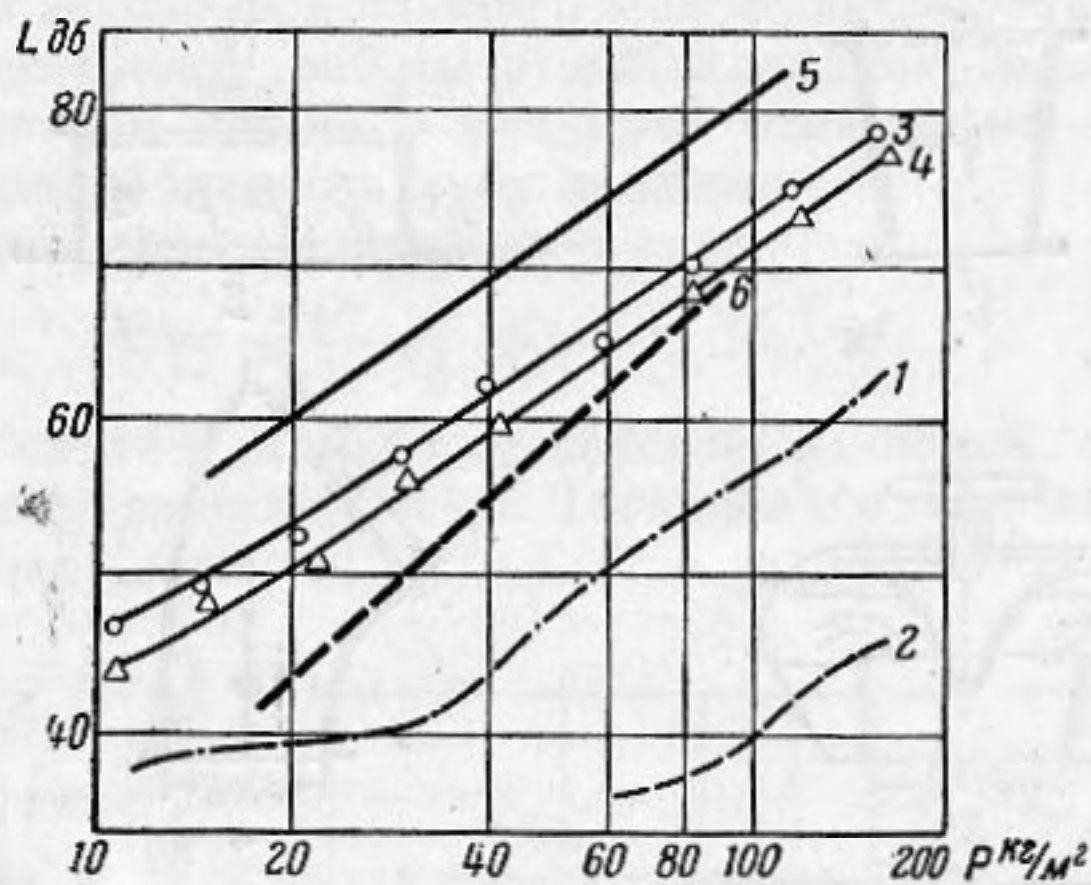
Типичные примеры спектров частот шума некоторых элементов воздухопроводов, эжектора высокого давления и скоростной аэродинамической трубы приведены на фиг. 6, 7, 8. Шум во всех случаях занимает весьма широкую область частот, по характеру приближаясь к непрерывному с весьма пологим максимумом; при замерах анализатором с узкой полосой пропускания не было обнаружено существенных дискретных составляющих. Шум имеет почти во всех случаях статистический характер. При изменении избыточного давления p и, следовательно, скорости течения распределение энергии между составляющими спектра изменяется незначительно. Поэтому разность общего уровня силы шума L и уровней составляющих в полосах спектра L_i лишь в слабой мере зависит от p (фиг. 9). Таким образом, существенное изменение уровня силы звука исследованных объектов не сопровождается существенным изменением тональности. Этот результат был получен при измерениях не только в помещениях, но и на открытом воздухе.

Малость изменения спектра при изменении давления приводит к тому, что характеристика направленности шума, выходящего из элемента или шахты установки, при изменении давления изменяется незначительно (фиг. 10, за нуль принят уровень на оси). Статистический характер шума приводит к тому, что направленность, по крайней мере для передней полусферы, близка к сферической в соответствии с теорией Уэллса и Крокера [6]. Малость изменения характеристики направленности с изменением давления дает основание полагать, что звуковая мощность таких объектов может измеряться в какой-либо точке свободного поля, если однажды снята характеристика направленности. Это сильно упрощает эксперимент*.

Типичные примеры измеренных в диффузном поле и прямом звуке зависимостей уровня силы шума от избыточного давления для испытанных объектов приведены на фиг. 11—14. В подавляющем большинстве случаев хорошо соблюдается пропорциональность звуковой мощности кубу избыточного давления даже при большой величине последнего, что соответствует $\alpha = -3$ в формуле (4). При малых избыточных давлениях у элементов, течение в которых зависит от числа Рейнольдса, наблюдаются отступления от этого закона в сторону увеличения показателя степени до $-2,75$ (звуковая мощность пропорциональна скорости потока в степени 5,5—фиг. 14). Следует отметить, что закон восьмой степени скорости четвертой степени давления), предполагающий преимущественную роль касательных напряжений в излучении звука, ни в одном случае у исследованных объектов не наблюдался (фиг. 11). Повидимому, при образовании вихрей из-за наличия твердой поверхности в потоке или вблизи такой поверхности излучение звука вызывается пульсациями нормального давления, для которых характерна пропорциональность звуковой мощности кубу давления, или при малых скоростях, скорости потока в степени от 6,0 до 5,5 в зависимости от характера обтекания и числа Рейнольдса (6,0 при автомобильном течении и около 5,5 при наличии зависимости от Re). Эта зависимость характерна для вихревого шума при внешнем обтекании тела [2, 8, 12], шума вентиляторов [7] и часто наблюдается у шума реактивных двигателей на режиме спокойного горения [10], хотя за рубежом для двигателей более характерной считается восьмая степень скорости [11].

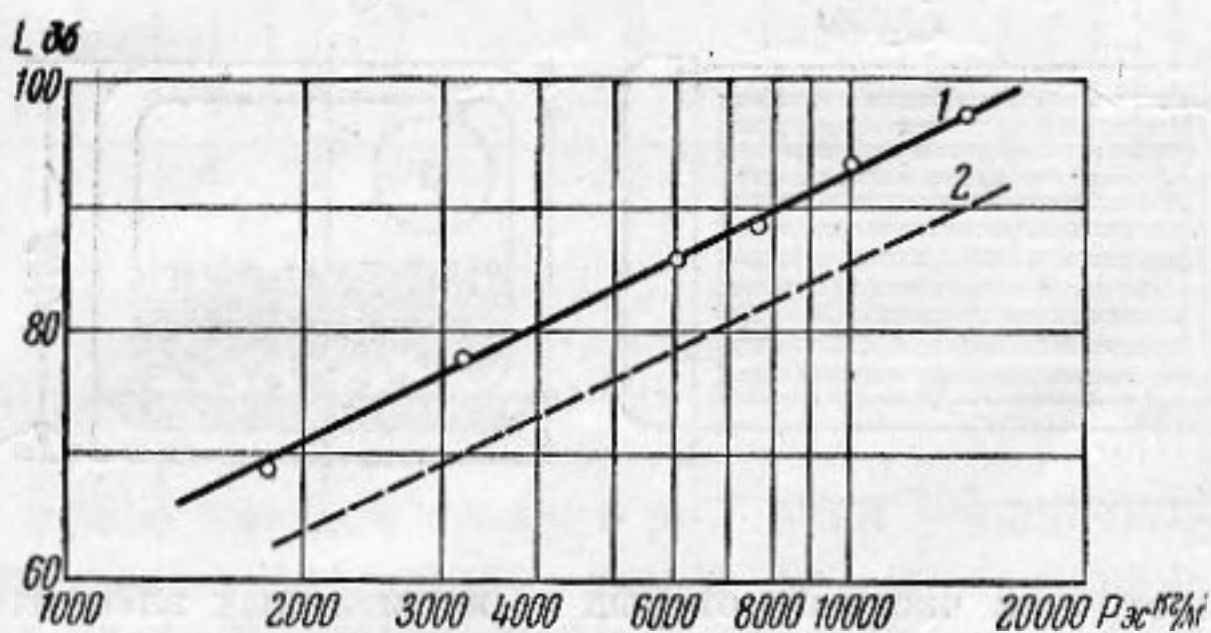
Преимущественную роль пульсаций нормального давления, обуславливающую пропорциональность звуковой мощности кубу давления, можно объяснить тем, что поперечные пульсационные силы, действующие на тело при образовании за ним вихрей, имеют порядок силы лобового сопротивления [15] и обусловлены нормальным давлением. Механизм по-

* Указанные соображения относятся к объектам, в которых шум создается за счет течения по каналам, а не истечением свободной струи в атмосферу. В последнем случае характеристика направленности и другие параметры шума могут зависеть от скорости и температуры струи [11].



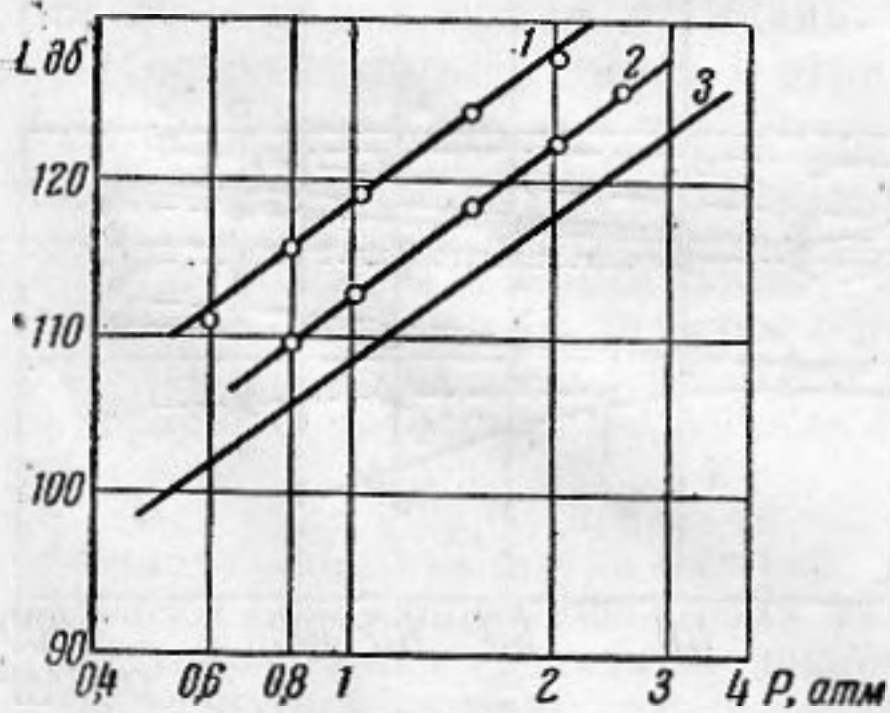
Фиг. 11. Зависимость уровня силы шума элемента воздуховода от перепада давлений:

1 — помехи со стороны всасывания, 2 — помехи со стороны нагнетания, 3 — шум со стороны всасывания, 4 — шум со стороны нагнетания, 5 — $L = a_1 + 30 \lg p$, 6 — $L = a_2 + 40 \lg p$



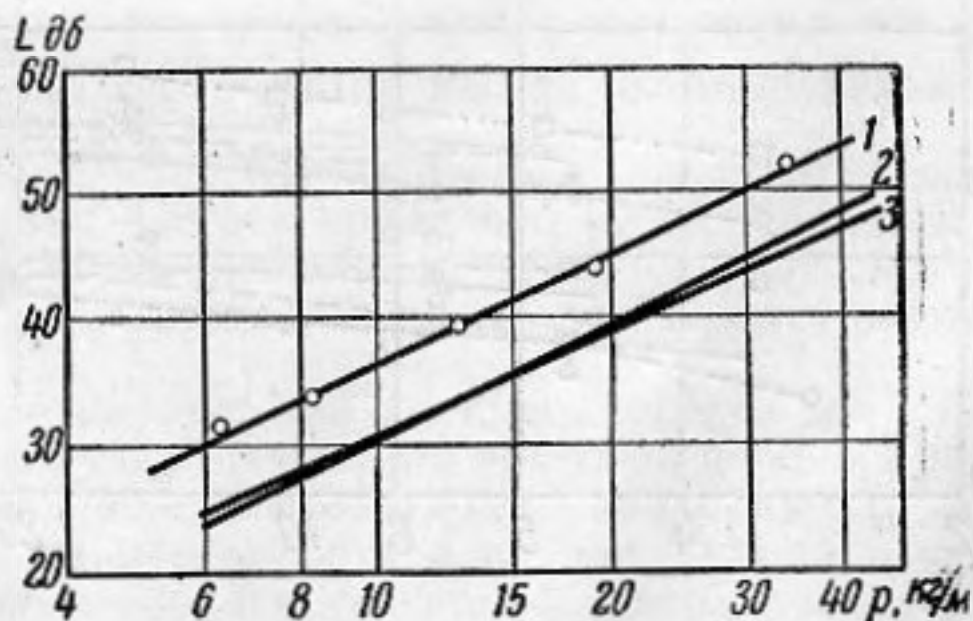
Фиг. 12. Зависимость уровня силы шума эжектора высокого давления от избыточного давления перед эжектирующим соплом:

1 — измеренный уровень p , 2 — $L = a + 30 \lg p$



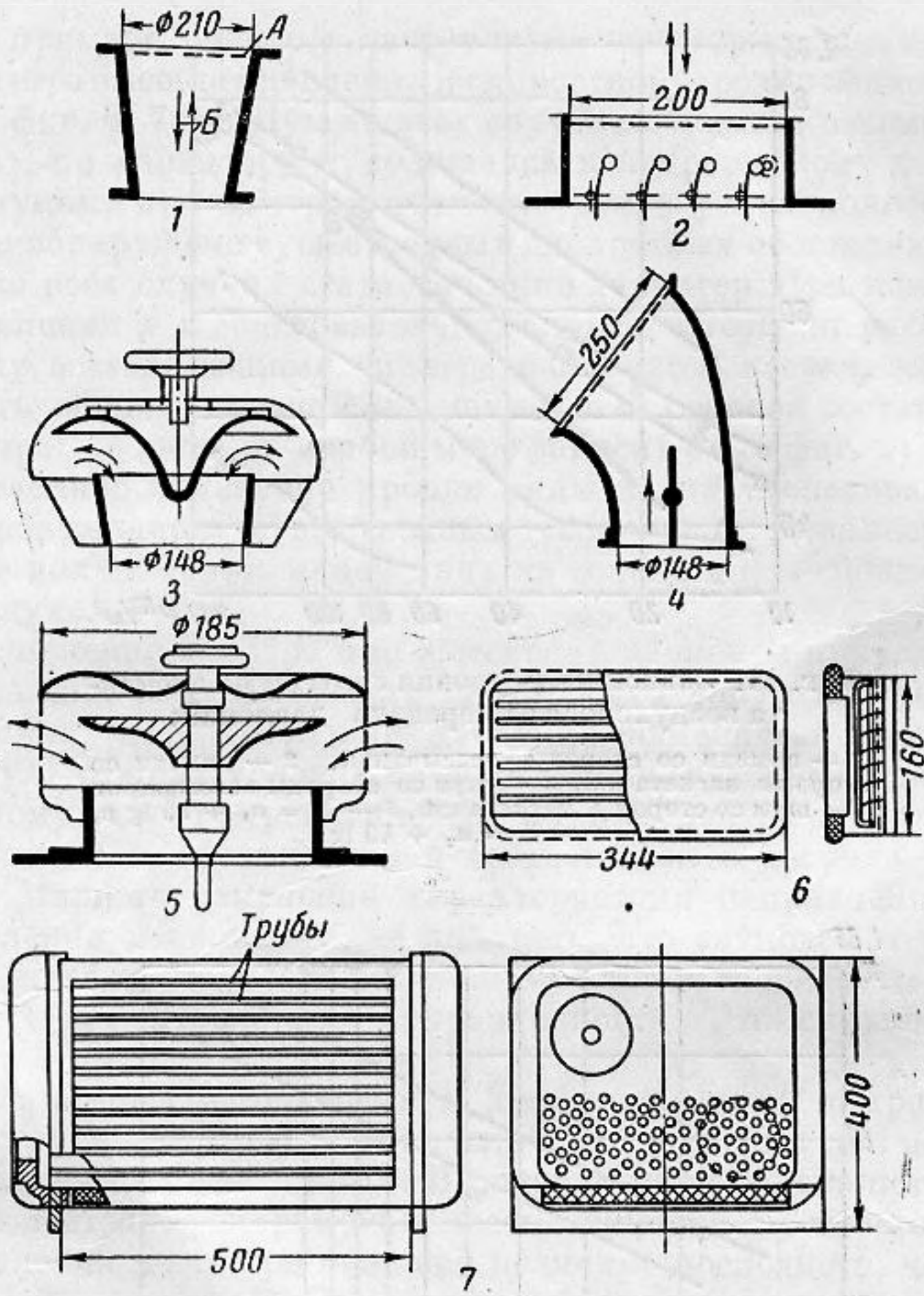
Фиг. 13. Зависимость уровня силы шума аэродинамической трубы от давления в форкамере:

1 — сопло № 1, 2 — сопло № 2, 3 — $L = a + 30 \lg p$



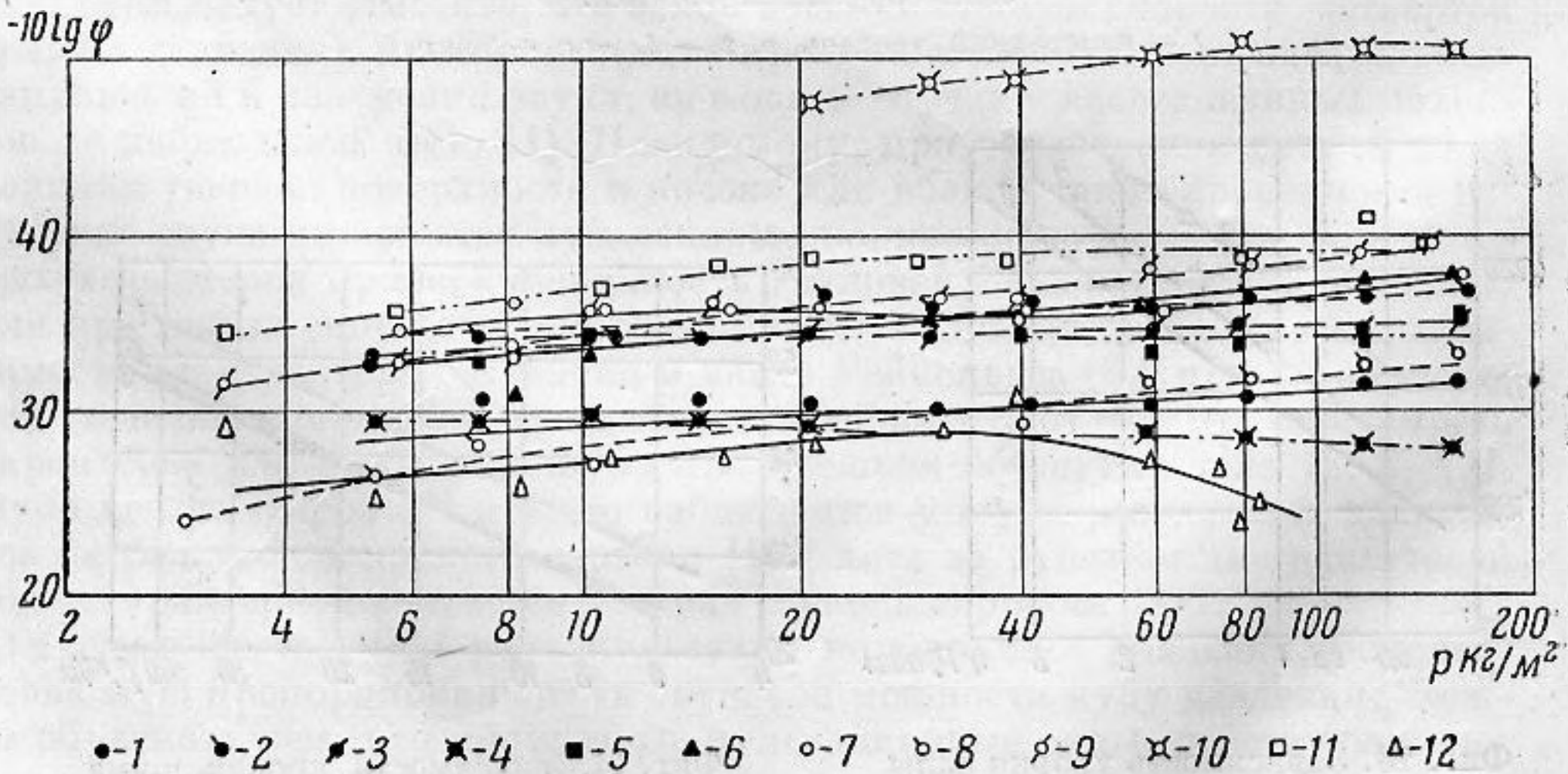
Фиг. 14. Зависимость уровня шума слоя гравия толщиной 3,3 см от перепада давления:

1 — измеренный уровень, 2 — $L = a_1 + 30 \lg p$, 3 — $L = a_2 + 27,5 \lg p$



Фиг. 15. Схемы проточной части некоторых из испытанных элементов воздуховодов:

1 — концевой круглый раструб, 2 — поворотные жалюзи, 3 — грибовидная головка, 4 — ковшеобразный поворотный раструб, 5 — анемостат, 6 — газонепроницаемая крышка, 7 — воздухоохладитель, А — сетка, Б — направление движения воздуха.



Фиг. 16. Шумовые характеристики некоторых испытанных элементов вентиляционных воздуховодов:

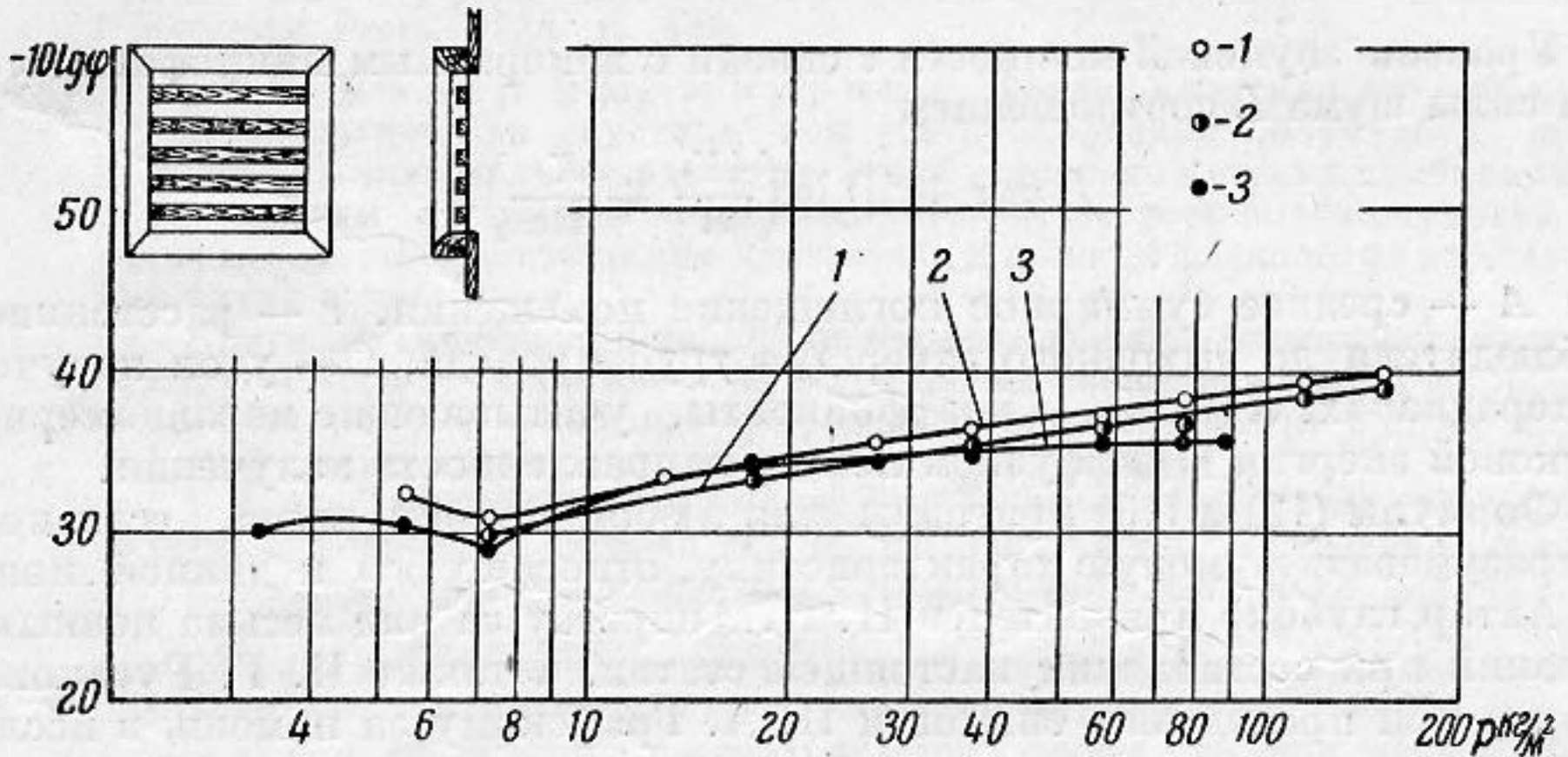
1 — грибовидная головка, 2 — концевой ковшеобразный раструб, 3 — круглый концевой раструб, 4 — газонепроницаемый угловой клапан, 5 — газонепроницаемый проходной клапан, 6 — жалюзи с поворотными лопатками, 7 — дроссельная заслонка, 8 — анемостат кактанный, 9 — газонепроницаемая крышка с поворотными жалюзи, 10 — прямой участок с коллектором, 11 — воздухоохладитель, 12 — воздухонагреватель

граничного слоя (или сил трения), обусловленный вязкостью, играет лишь роль «клапана» в автоколебательном процессе образования вихрей за твердым телом*. Зависимость работы этого «клапана» от числа Рейнольдса, по нашему мнению, и является причиной отмеченных выше отклонений от закона пропорциональности кубу давления.

Формула (4) при $\alpha = -3$ принимает вид:

$$W = \frac{\rho^3 D^2}{\rho c^3} \varphi_3 (\text{формы}, Re, M, \bar{Z}). \quad (10)$$

Эта формула справедлива и для высоких давлений, при которых уже нельзя пренебрегать сжимаемостью. Тогда ρ и c относятся к сходственным точкам в подобных системах.



Фиг. 17. Шумовые характеристики геометрически подобных решеток. Измерение в нагнетательной камере:

1 — решетка 80×80, 2 — решетка 160×160, 3 — решетка 320×320

Поскольку закон третьей степени давления удовлетворительно соблюдается как при малых давлениях, так и больших, а звуковая мощность практически не зависит от помещения, на которое работает элемент, зависимостью от Re , M и \bar{Z} в (10) в ряде практических расчетов можно пренебречь и для таких автомоделльных течений:

$$W = \frac{\rho^3 F}{\rho^2 c^3} \varphi (\text{формы}) **, \quad (11)$$

где F — характерная площадь.

Постоянные подобия φ в этой формуле, являющиеся шумовой характеристикой элемента воздуховода, были экспериментально определены для нескольких элементов на установках, описанных выше. Элементы имели

* Источником энергии этого автоколебательного процесса является энергия потока. Поскольку при внешнем обтекании частота срыва вихрей пропорциональна скорости потока на бесконечности, а амплитуда смещения частиц в следе от скорости не зависит (с точностью до влияния Re), эти автоколебания можно считать релаксационными.

Роль «резервуара» играет переменная циркуляция вектора скорости вокруг обтекаемого тела (амплитуда которой для случая шахматной вихревой дорожки равна половине циркуляции сбегающих вихрей). Увеличение циркуляции приводит к такому возрастанию градиентов давлений на поверхности и вблизи тела (играющих роль «обратной связи»), что происходят периодические срывы пограничного слоя попеременно с двух сторон тела и изменение формы течения, сопровождаемое образованием вихрей в соответствии с теоремой Томсона.

** Пренебрежение зависимостью от числа Рейнольдса соответствует пренебрежению отличием показателя степени m от трех. Это дает ошибку в расчетах уровня силы звука $\Delta L = 10 \lg(p/p_0)^{3-m}$, где p_0 — давление, при котором определялось φ . Например, при $m = 2,75$ и изменении давления в десять раз ошибка составит всего ~ 3 дБ (см. фиг. 14).

разнообразную геометрическую форму; схемы проточной части и размеры некоторых из них даны на фиг. 15. Результаты испытаний представлены на фиг. 16. Влияние размера элемента (при сохранении геометрического подобия) исследовалось на моделях решеток. Опыты подтвердили (фиг. 17) теоретические предположения о независимости φ от размера. Аналогичный результат получен для вихревого шума при внешнем обтекании тел [2, 3, 12] и шума вентиляторов [7].

Зная численные значения φ для различных элементов воздуховодов, можно вычислить уровень силы создаваемого ими шума в тех или иных условиях:

$$\varepsilon = 10 \lg \varphi - 10 \lg W_0 + 10 \lg \frac{\rho^3 F}{\rho^2 c^3} \quad (12)$$

Уровень звуковой мощности ε связан с измеряемым микрофоном уровнем силы шума L соотношением

$$L \approx \varepsilon + 10 \lg \left(\frac{4K_1}{A} + \frac{K_2}{\Omega r^2} \right), \quad (13)$$

где A — среднее суммарное поглощение помещения, r — расстояние от наблюдателя до выходного отверстия трубопровода, Ω — угол излучения в стерadiansах, K_1 и K_2 — коэффициенты, учитывающие неравномерность звуковой энергии в диффузном поле и направленность излучения.

Формулы (12) и (13) пригодны для любой полосы шума, если под φ подразумевать шумовую характеристику, относящуюся к данной полосе.

Автор глубоко признателен Н. Н. Андрееву за ряд весьма ценных замечаний при составлении настоящей статьи, а также И. Г. Русакову за советы при проведении опытов и И. А. Графскому за помощь в исследованиях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Е. А. Непомнящий. Исследование и расчет звука воздушного винта. Труды ЦИАМ № 39, 1941.
2. Е. Я. Юдин. О вихревом звуке вращающихся стержней. ЖТФ, 1944, 14, 9.
3. M. Y. L i g h t h i l l. On sound generated aerodynamically. I. Proc. Roy. Soc. Ser. A., 1952, 211, 1107, 564; II, 1954, 222, 1148, 1.
4. D. J. S t e w a r t G. F. D r a k e. The noise characteristics of Air Supply Outlets. Heating, Piping and Air Condng, 1937, 9, 1, 65—70.
5. С. П. Стрелков и др. Пульсации в аэродинамических трубах и способы их демпфирования. Труды ЦАГИ № 593, 1946.
6. R. J. W e l l s, B. E. C r o c k e r. Sound Radiation Patterns of Gas Exhaust Stocks. J. Acoust. Soc. Amer., 1953, 25, 3, 433.
7. Е. Я. Юдин. О шуме вентиляторов. Сб. «Промышленная аэродинамика» под ред. С. А. Довжика, 1944.
8. E. Z. S t o w e l l, A. F. D e m i n g. Vortex Noise from Rotating Cylindrical Rods, NASA TN, 1935, No 519.
9. Heating, Ventilating, Air Condng Guide, New York, 1951, 29, 865.
10. Н. Н. H u b b a r d, L. W. L a s s i t e r. Experimental Studies of Jet Noise. J. Acoust. Soc. Amer., 1953, 25, 3, 412.
11. A. P o w e l l. A survey of Experiments on Jet Noise. Aircraft Engng, 1954, 26, 299, 2.
12. Д. И. Блохинцев. Акустика неоднородной движущейся среды, М—Л., 1946.
13. Л. Я. Гутин. О звуковом поле вращающегося воздушного винта. ЖТФ, 1936, 6, 5.
14. Г. Ламб. Гидродинамика, § 291. 1947. Пер. с 6-го изд. 1932.
15. Л. Х. Блюмина, Ю. Г. Захаров. Исследование колебания цилиндрических тел в воздушном потоке. Сб. «Промышленная аэродинамика» № 5, ЦАГИ, 1954.

Филиал Центрального аэро-
гидродинамического института
им. проф. Н. Е. Жуковского
Москва

Поступила в редакцию
25 мая 1955 г.