

УДК: 502.3:621.311.1

OECD: 02.07.1H

Моделирование снижения шума на поворотах энергетических газоздухопроводов

Тараторин А.А.^{1*}, Павлов Д.А.²¹ к.т.н., доцент, ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ», г. Москва, РФ² ФГБУ «РЭА» Минэнерго России, г. Москва, РФ

Аннотация

В статье представлены результаты математического моделирования снижения шума на поворотах энергетических газоздухопроводов. Тягодутьевые машины на объектах энергетики являются источниками постоянного шума, который часто превышает требования санитарных нормативов. Для выполнения акустических расчётов и при проектировании шумозащитных мероприятий необходимо учитывать затухание шума на поворотах. В статье представлен анализ существующих методов расчёта затухания шума на поворотах и показано, что они не учитывают особенности конструкций энергетических газоздухопроводов или не позволяют определить затухание для отдельных среднегеометрических частот, в то время как акустический расчёт выполняется для частот 31,5-8000 Гц. В статье представлены результаты моделирования затухания шума, полученные в программе Ansys, для различных углов поворотов: 90°, 120°, 135° и 150° и размеров коробов газоздушных трактов: 600, 1000, 2000 и 4000 мм. Проиллюстрировано, как влияет учёт затухания шума в поворотах при выполнении акустических расчётов, определении требуемого снижения и длины пластинчатого глушителя шума. В качестве источника шума рассмотрены осевые дымососы марки ДОД-43, которые используются, например, на теплоэлектроцентралях с энергетическими котлами ТГМП-314.

Ключевые слова: газоздухопроводы, энергетика, затухание шума, акустический расчёт, тягодутьевые машины, моделирование затухания.

Modelling of noise reduction at bends of energy gas and air ducts

Taratorin A.A.^{1*}, Pavlov D.A.²¹ PhD, associate Professor, MPEI, Moscow, Russia² REA by the Ministry of Energy of the Russia, Moscow, Russia

Abstract

The article presents the results of mathematical modeling of noise reduction at bends of energy gas and air ducts. Draft and blow fans at energy facilities are sources of constant noise, which exceeds the requirements of sanitary standards. To perform acoustic calculations and when designing noise protection measures, it is necessary to consider the attenuation of noise at bends. The article presents an analysis of existing methods for calculating noise attenuation at bends and shows that they do not take into account the design features of energy gas and air bands or do not allow to determine attenuation for octave bands. While the acoustic calculation is performed for octave bands frequencies 31.5-8000 Hz. The article presents the results of noise attenuation modeling obtained in the Ansys for various angles of bends: 90°, 120°, 135° and 150° and the sizes of gas-air ducts: 600, 1000, 2000 and 4000 mm. It is illustrated how the consideration of noise attenuation in bends affects when performing acoustic calculations, determining the required reduction and the length of the

*E-mail: TaratorinAA@yandex.ru (Тараторин А.А.)

plate noise silencer. As a noise source are considered axial draft fans DOD-43, which are used, for example, at thermal power plants with T-250/300-23.5 turbines.

Keywords: gas and air ducts, power engineering, noise attenuation, acoustic calculation, blow fan, attenuation modeling.

Введение

На тепловых электрических станциях (ТЭС) имеется большое количество основного и вспомогательного энергетического оборудования, которое излучает постоянный шум. При этом на любом объекте, где используется органическое топливо устанавливаются тягодутьевые машины (ТДМ), являющиеся самыми массовыми источниками постоянного шума [1, 2]. Шум, который они излучают, распространяется через устья дымовых труб (в случае дымососов) и от воздухозаборов (в случае дутьевых вентиляторов). Учитывая, что теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) располагаются в непосредственной близости от бытовых потребителей тепловой энергии, данный шум может превышать санитарные нормы и под его воздействием оказывается значительное количество людей. При этом избыточному шумовому воздействию подвергаются как сотрудники предприятий, так и жильцы на селитебной территории.

В качестве вентиляторов и дымососов применяют радиальные машины одно- или двухстороннего всасывания и осевые машины. Уровни звуковой мощности (УЗМ) для современных центробежных машин доходят до 135 дБ, а осевых – до 140-150 дБ. Шум, излучаемый от осевых ТДМ, имеет характерные тональные составляющие, которые усугубляют субъективное восприятие шума человеком, а поэтому при выполнении акустических расчётов к нормативным значениям уровней звука и уровней звукового давления вводится поправка -5 дБ.

Различают три пути распространения шума от ТДМ: от корпуса, излучение шума на стороне всаса (воздухозабор вентилятора) и на стороне нагнетания (шум от дымососов, который излучается через устье дымовой трубы). Последние два пути распространения шума, особенно из устья трубы, наиболее опасны для окружающего района. Это связано с тем, что шум, излучаемый с высоты, не снижается за счет естественных и искусственных наземных препятствий.

Для проектирования глушителей шума энергетических газозовдухопроводов необходимо выполнить акустический расчёт и определить требуемое снижение шума. При этом длина коробов газового тракта может составлять десятки и сотни метров, а их трассировка всегда предполагает наличие нескольких поворотов. Такая особенность определяет необходимость учёта снижения шума по длине газозовдухопровода и на поворотах. Затухание шума по длине канала с металлическими стенками является незначительным и рассчитывается по известным методам [1, 3-5]. На поворотах каналов снижение звуковой энергии достигает нескольких децибел и происходит из-за отражения части звуковой энергии обратно в канал. Для снижения звуковой энергии на повороте должен быть участок канала, от которого происходит отражение звуковой энергии обратно в канал, при этом интенсивность падающей звуковой энергии на отражающий участок канала поворота зависит от степени расширения канала и звукопоглощающих свойств отражающего участка [1].

1. Методы расчёта затухания шума на поворотах

Существующие методы расчёта снижения шума в поворотах энергетических газоздухопроводов имеют ряд недостатков: они либо не позволяют учесть снижение шума для различных среднегеометрических частот, либо не учитывают возможные повороты канала на различные углы. Необходимость учёта снижения уровня звуковой мощности в элементах газоздухопроводов по пути распространения шума, в том числе на поворотах, при расчёте ожидаемых уровней шума, регламентирована законодательно [6]. Однако методики, которые следует использовать при расчёте указанного затухания, не определены.

Согласно [1] снижение уровня звуковой мощности на поворотах энергетических газоздухопроводов [1] может быть определено как:

$$\Delta L = \Delta L_1 + \Delta L_2. \quad (1)$$

Первое слагаемое ΔL_1 , дБ, определяет снижение уровня звуковой мощности за счёт отражения части звуковой энергии обратно в канал в зависимости от геометрических характеристик поворота и вычисляется по формуле [1]:

$$\Delta L_1 = 10 \cdot \lg \left(\frac{1+m}{2 \cdot m} \cdot \sec^2 \left(\frac{\varphi}{2} \right) \right), \quad (2)$$

где $m = F_1/F_2$ – отношение площадей поперечного сечения канала до и после изменения сечения по пути распространения звука, φ – угол поворота.

Второе слагаемое ΔL_2 определяет снижение уровня шума за счёт поглощения звуковой энергии стенками поворота и рассчитывается по формуле [1]:

$$\Delta L_2 = \frac{40 \cdot \alpha_{\text{п}} \cdot \lg(1+m) \cdot \sin(\varphi)}{(2 - \alpha_{\text{AB}}) \cdot D_{\text{г}}}, \quad (3)$$

где $\alpha_{\text{п}}$ – коэффициент звукопоглощения боковых поверхностей поворота; α_{AB} – коэффициент звукопоглощения отражающей поверхности поворота; $D_{\text{г}}$ – гидравлический диаметр воздухопровода.

Формулы (1-3) позволяют оценить снижение уровня звуковой мощности при прохождении поворота, однако не позволяют определить снижение УЗМ для отдельных среднегеометрических частот, что необходимо при выполнении акустических расчётов [5].

Согласно [7] существует параметр W/λ , по которому можно определить снижение шума на прямых (угол 90°) скругленных поворотах без облицовки стенок (см. табл. 1), при этом W – сторона газоздушного короба (показана на рис. 1), м; λ – длина волны, м.

Таблица 1

Снижение шума на прямом повороте без облицовки

Параметр	Скругленный поворот
$W/\lambda < 0,14$	0
$0,14 \leq W/\lambda < 0,28$	1
$0,28 \leq W/\lambda < 0,55$	2
$0,55 \leq W/\lambda < 1,11$	3
$1,11 \leq W/\lambda < 2,22$	3
$W/\lambda > 2,22$	3

Представленный метод оценки снижения шума в повороте не позволяет учесть различные углы, которые в энергетических газозовдухопроводах зачастую отличны от 90° . Изменение угла поворота может привести как к увеличению фактического затухания шума, так и к его снижению. В первом случае мероприятия для снижения шума будут обеспечивать выполнение требований санитарных норм, однако, затраты на изготовление глушителя и его аэродинамическое сопротивление окажутся избыточными, что скажется на работе оборудования. Во втором случае требуемое снижение шума будет определено ошибочно и мероприятия не дадут ожидаемого эффекта.

Существуют также исследования, посвящённые снижению УЗМ в облицованных поворотах [3, 7-9]. Энергетические газозовдухопроводы до проведения специальных мероприятий не облицовываются, поэтому в данной статье представлены результаты моделирования снижения шума на необлицованных поворотах с углами 90° , 120° , 135° , 150° для коробов газозовдушных трактов (ГВТ) квадратного сечения со сторонами 600, 1000, 2000 и 4000 мм. Схемы поворотов приведены на рис. 1.

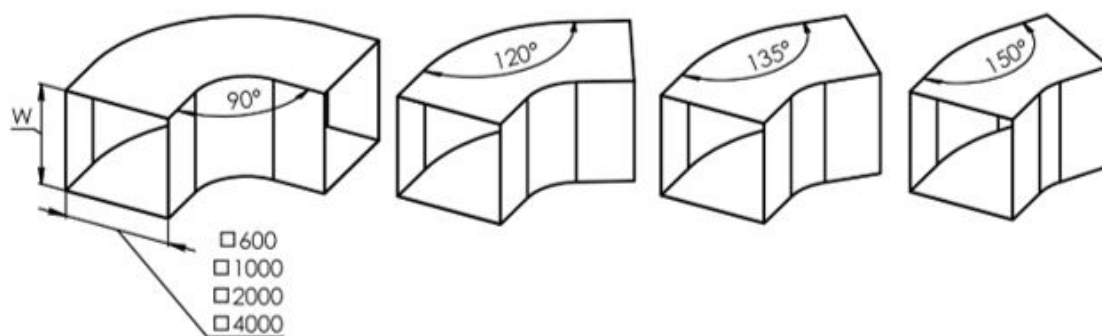


Рис. 1. Схемы поворотов газозовдухопроводов

2. Моделирования затухания шума на поворотах

В данном разделе статьи представлены результаты моделирования затухания шума на поворотах в зависимости от среднегеометрической частоты, угла поворота и сечения канала. При моделировании в программе Ansys затухание шума на участке тракта или на повороте рассчитывается, как соотношение звуковой энергии на входе в поворот и на выходе из него [10]:

$$\Delta L = 10 \cdot \lg \left(\frac{W_{\text{вх}}}{W_{\text{вых}}} \right), \quad (4)$$

где $W_{\text{вх}}$ – звуковая энергия перед поворотом, дБ; $W_{\text{вых}}$ – звуковая энергия на выходе поворота, дБ. При этом учитывается, что при прохождении поворота часть падающей звуковой энергии $W_{\text{пад}}$ отражается от стенки канала $W_{\text{отр}}$, что приводит к уменьшению звуковой энергии на выходе из канала. Баланс энергий схематически показан на рис. 2.

Математическое моделирование с целью определения затухания звуковой энергии при прохождении поворотов осуществляется в программном пакете Ansys ACT Acoustic, в котором выполняется гармонический анализ. Моделирование методом конечных элементов основано на разбиении расчётной области на отдельные ячейки, для которых в случае гармонической временной зависимости звукового поля решается уравнение Гельмгольца [10].

Акустический домен представляет собой поворот воздушного короба квадратного сечения. В расчёте моделируется распространение воздушного шума через участок канала с поворотом, поэтому задаются следующие свойства воздуха: скорость звука в воздухе $c=346,3$ м/с и плотность воздуха $\rho = 1,23$ кг/м³ [10]. При моделировании использовались следующие граничные условия:

- источник звуковых волн во входном сечении перед поворотом задан при помощи нормальной скорости продольной волны [10, 11];
- поверхность поглощения, которая имитирует акустические свойства металлической стенки поворота;
- условие поглощения (прозрачности), учитывающее отсутствие отражения звуковых волн от входного и выходного участка канала. Данное условие позволяет моделировать меньшую часть акустического домена, предполагая, что входящие и выходящие волны продолжают движение по каналу и не отражаются от входного и выходного сечений [10].

Размер ячеек сетки определяется наименьшей длиной звуковых волн [10, 12], которые в данном случае соответствуют среднегеометрической частоте 8000 Гц. Для этой частоты размер элементов сетки составляет 7 мм. Такие размеры накладывают ограничения на вычислительные ресурсы при расчёте 3D моделей на высоких частотах [10]. В целях снижения затрат ресурсов для выполнения моделирования и определения затухания шума на высоких частотах вместо 3D модели использована 2,5D модель [13], толщина которой принята 2 мм.

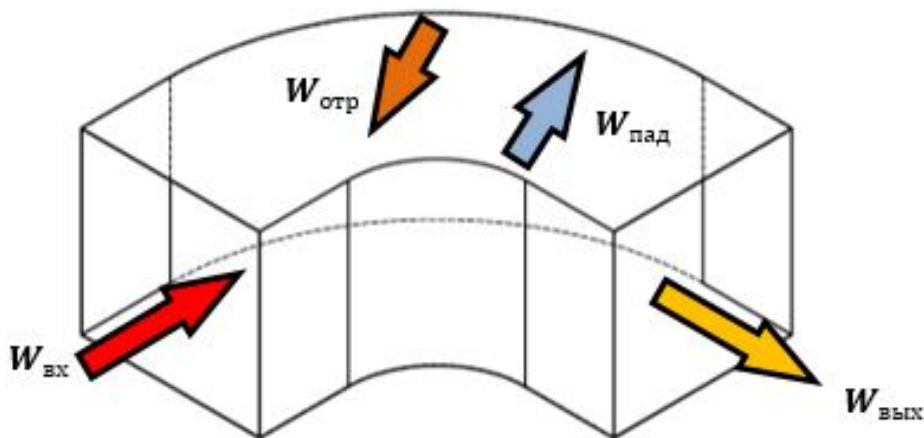


Рис. 2. Баланс звуковой энергии для поворота

Сравнение результатов моделирования снижения шума на прямом плавном необлицованном повороте и данных расчётов по известным методикам представлено в таблице 2.

Таблица 2

Сравнение результатов моделирования и справочных данных

Метод расчёта	Снижение УЗМ, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
	600 мм								
Результаты моделирования	0,0	0,0	1,1	2,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
По [6]	0,0	0,0	1,0	2,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
По [1]	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
	1000 мм								
Результаты моделирования	0,0	1,0	2,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,1	3,0
По [6]	0,0	1,0	2,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
По [1]	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
	2000 мм								
Результаты моделирования	1,0	2,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
По [6]	1,0	2,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
По [1]	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
	4000 мм								
Результаты моделирования	2,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
По [6]	2,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
По [1]	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0

Как видно из таблицы 2, результаты моделирования в Ansys для случая прямого поворота имеют хорошую сходимость с расчётами по известным методикам. На рис. 3-6 представлены результаты моделирования в Ansys для различных углов поворотов короба.

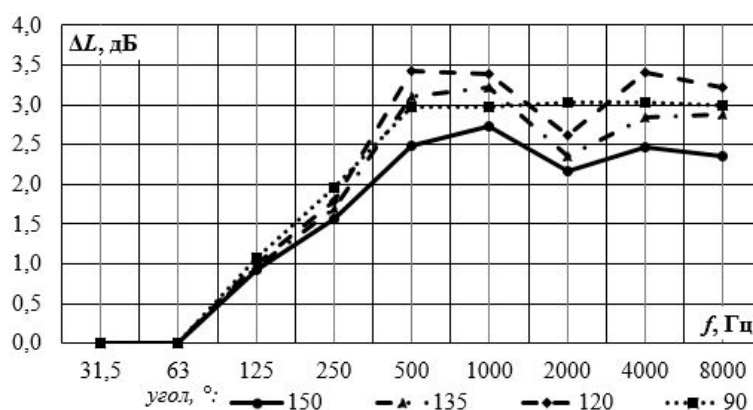


Рис. 3. Снижение УЗМ в поворотах с различными углами для квадратного короба со сторонами 600 мм

Из рис. 3 видно, что при стороне короба 600 мм и угле поворота 90° достигается наибольшее снижение УЗМ на частотах 31,5-250 Гц и 2000 Гц, на остальных частотах – при угле поворота 120°.

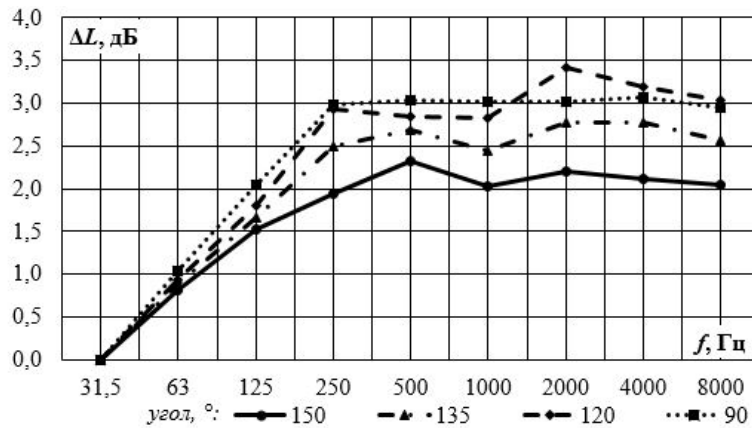


Рис. 4. Снижение УЗМ в поворотах с различными углами для квадратного короба со сторонами 1000 мм

Из рис. 4 видно, что при стороне короба 1000 мм в области низких и средних частот наибольшее снижение УЗМ наблюдается для угла поворота в 90° по сравнению с остальными, а на частотах 2000-8000 Гц – для угла 120° .

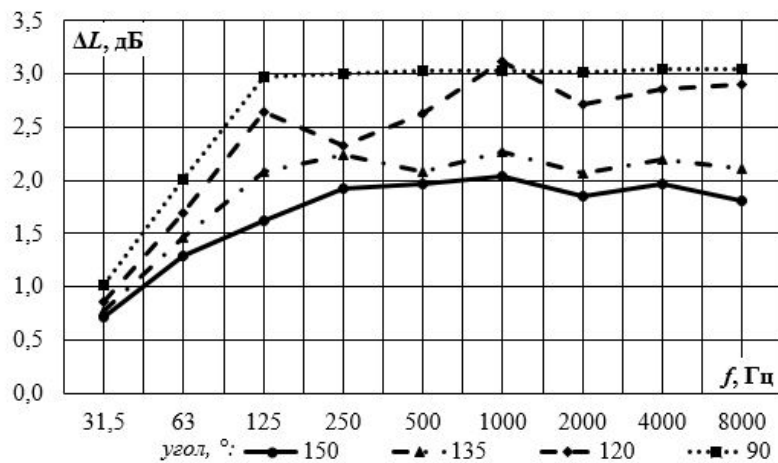


Рис. 5. Снижение УЗМ в поворотах с различными углами для квадратного короба со сторонами 2000 мм

Из рис. 5 видно, что при стороне короба 2000 мм для всех частот наибольшее снижение УЗМ наблюдается для угла поворота 90° , за исключением 1000 Гц, где большее затухание для угла поворота 120° .

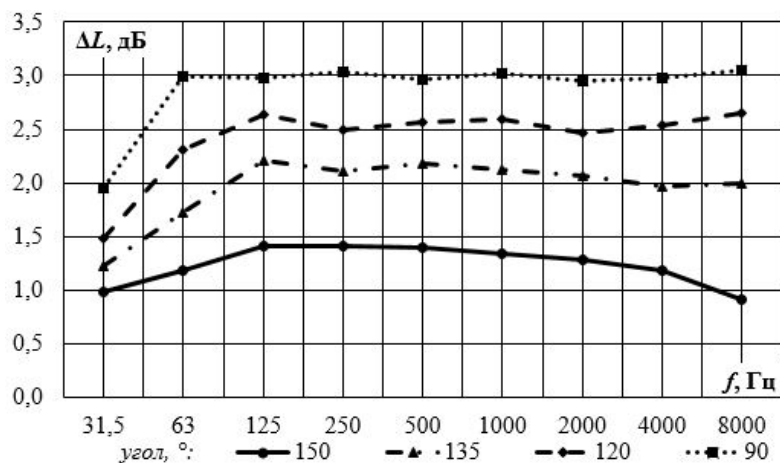


Рис. 6. Снижение УЗМ в поворотах с различными углами для квадратного короба со сторонами 4000 мм

Из рис. 6 видно, что при стороне короба 4000 мм для всех частот наибольшее снижение УЗМ для угла поворота 90° , а наименьшее значения снижения шума на повороте ГВТ наблюдается для угла 150° .

Анализ рис. 3-6 показывает, что по мере увеличения размеров короба для любого из углов поворотов снижение УЗМ в диапазоне частот 31,5-8000 Гц становится более равномерным.

3. Учёт влияния затухания шума на поворотах в акустических расчётах

В данном разделе статьи проиллюстрировано, как влияет учёт затухания УЗМ в поворотах при выполнении акустических расчётов. В качестве источника шума рассмотрены осевые дымососы марки ДОД-43, которые используются, например, на ТЭЦ с турбоустановками Т-250/300-23,5. При выполнении расчетов учитывалось, что на ТЭЦ установлено четыре энергетических котла ТГМП-314, каждый из которых имеет по два дымососа. Таким образом удаление дымовых газов осуществляется восьмью дымососами ДОД-43. В общем случае шум от тягодутьевых машин ТЭЦ излучается со стороны всаса, напора, от корпуса, а также структурный шум передается через опоры строительным конструкциям [14]. В расчёте для возможности анализа вклада снижения УЗМ на поворотах учитывался исключительно шум от срезов дымовых труб и не учитывался шум от прочих источников (газораспределительного пункта, градирен, трансформаторов и др.). Шумовые характеристики дымососов принимались на основании данных завода-изготовителя. Количество поворотов во всех случаях принимается одинаковым и равно четырём.

Модель объекта, представленная на рис. 7, разработана в программе АРМ «Акустика», которая позволяет выполнять расчёты шумового воздействия источников шума при распространении на местности в расчетной точке по ГОСТ 31295.2-2005 [15]. Расчётные точки на открытом воздухе выбраны в зонах постоянного пребывания людей, а также на расстоянии 2 м от плоскости фасадов ближайших жилых зданий, ориентированных в сторону источника шума. Расчётные точки выбраны: на прилегающей территории учебного заведения (РТ-1), территории медицинского учреждения (РТ-2), а также на территории жилого района (РТ-3).

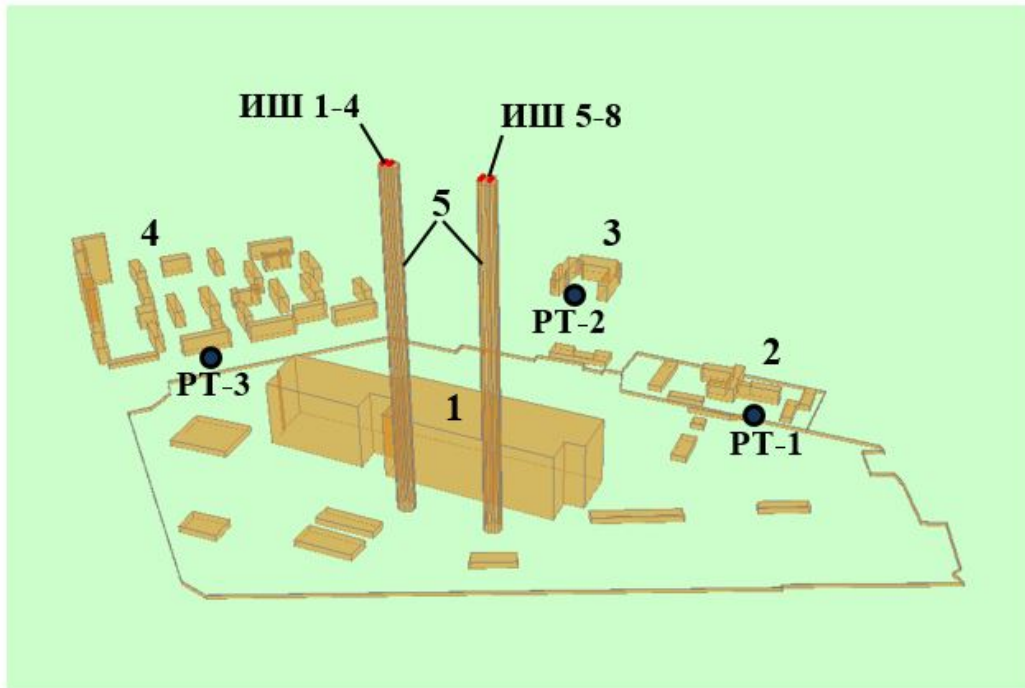


Рис. 7. Расчётная модель для определения УЗД и УЗ: 1 – главный корпус ТЭЦ, 2 – учебное заведение, 3 – медицинское учреждение; 4 – жилой район; 5 – дымовые трубы; РТ– расчётная точка; ИШ – источник шума

Наибольшие значения превышений уровней звукового давления (УЗД) и уровня звука (УЗ) наблюдаются в РТ-2. На рис. 8 и 9 представлены графики, показывающие результаты УЗД в РТ-2, а также сравнение с нормативными значениями по шуму [16], с учётом поправки на тональность шума (-5 дБ).

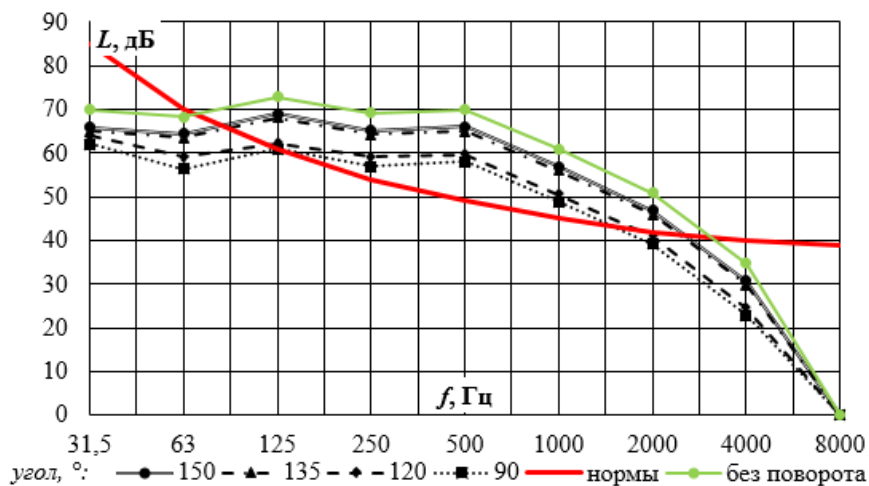


Рис. 8. УЗД в РТ-2 для короба со сторонами 4000 мм

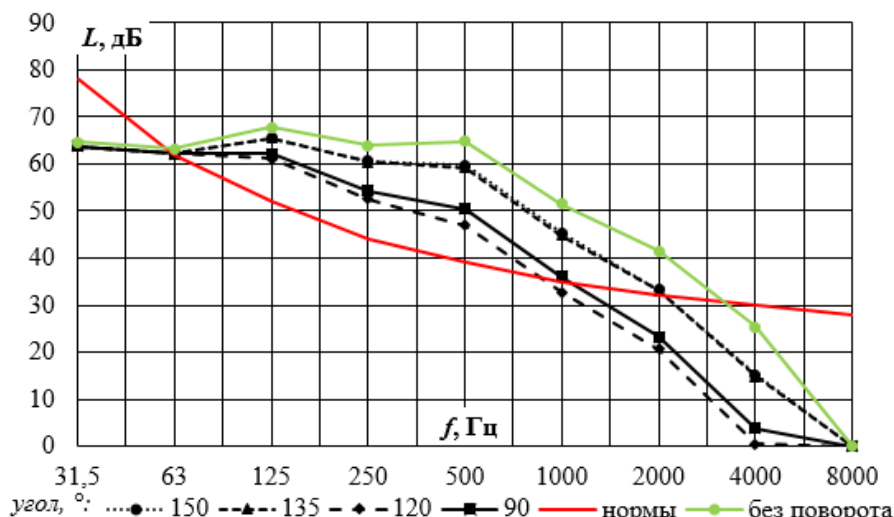


Рис. 9. УЗД в РТ-2 для короба со сторонами 600 мм

Превышение нормативных значений УЗД по результатам расчётов приходится на диапазон среднегеометрических частот от 125 до 2000 Гц для короба со сторонами 4000 мм и от 125 до 1000 Гц для короба со сторонами 600 мм. Превышение достигает максимальных значений для угла поворота в 150° для обоих сечений ГВТ; наименьшие значения наблюдаются для угла 90° в случае короба со сторонами 4000 мм, 120° в случае короба со сторонами 600 мм.

Максимальное различие УЗД в расчётной точке достигает 25 дБ на частоте 4000 Гц для поворота на 120° при стороне короба 600 мм.

Для снижения шума от вентиляторов, к которым относятся также и тягодутьевые машины ТЭС, широко применяются пластинчатые диссипативные глушители, устанавливаемые в каналах перед или за машиной [17]. Пластинчатые глушители шума наряду с высокой акустической эффективностью должны обладать возможно меньшим аэродинамическим сопротивлением [18]. Оценка показывает, что без учёта влияния затухания шума на поворотах в рассмотренном примере увеличивается длина пластинчатого глушителя с проходным сечением 50% на 1,3 м при стороне короба 600 мм и на 2,5 м при стороне короба 4000 мм. Соответствующее увеличение аэродинамического сопротивления составит 38 и 11 Па.

Заключение

1. Представлен анализ известных методов расчёта снижения УЗМ в поворотах, показаны их недостатки, такие как невозможность расчёта снижения УЗМ для отдельных среднегеометрических частот или углов поворотов, отличных от 90°.

2. Представлены результаты моделирования снижения УЗМ для различных углов поворотов: 90°, 120°, 135°-150° и размеров коробов газовоздушных трактов ТЭС: 600, 1000, 2000 и 4000 мм.

3. Акустические расчёты показывают, что учёт затухания на повороте приводит к снижению УЗД в расчётных точках до 25 дБ при среднегеометрической частоте 4000 Гц.

4. Необходимая длина пластинчатого глушителя существенно увеличивается, если не учитывать фактическое затухания шума на поворотах. В рассмотренном примере увеличение длины глушителя составило 2,5 м, а его аэродинамического сопротивления – на 38 Па.

Работа выполнена при поддержке гранта Президента Российской Федерации

для государственной поддержки молодых российских ученых – кандидатов наук МК 3244.2022.4.

Список литературы

1. Тупов В.Б. Снижение шума, излучаемого в окружающую среду от больших энергетических газозовдухопроводов: дис. ...докт. техн. наук: 05.14.14 / Тупов Владимир Борисович. – М., 1997. – 544 с.
2. Kisku G. C. et al. Assessment of noise level of a medium scale thermal power plant // Indian Journal of Occupational and Environmental Medicine. – 2006. – V. 10. – №. 3. – P. 133.
3. Munjal M. L. Noise and vibration control. – World Scientific, 2013. – V. 3.
4. Munjal M. L. Acoustics of ducts and mufflers with application to exhaust and ventilation system design. – John Wiley & Sons, 1987.
5. Möser M. Engineering acoustics // Nova York (Estados Unidos): Springer Publishing. – 2009.
6. СП 51.13330.2011. Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003.
7. Bies D. A., Hansen C. H., Howard C. Q. Engineering noise control. – CRC press, 2017.
8. Huang L. A theoretical study of duct noise control by flexible panels // The Journal of the Acoustical Society of America. – 1999. – V. 106. – №. 4. – P. 1801-1809.
9. Fan H. K. H., Shen C., Leung R. C. K. Duct aeroacoustic control by multiple flexible panels // INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings. – Institute of Noise Control Engineering, 2018. – V. 258. – №. 3. – P. 4908-4915.
10. C.Q. Howard, B.S. Cazzolato. Acoustic Analyses Using MATLAB and Ansys, CRC press, 2015.
11. Wu S.F. Reconstructing acoustic field based on the normal surface velocity input data // The Journal of the Acoustical Society of America. – 2015. – V. 137. – №. 4. – P. 2234-2234.
12. Хрулев С. Анализ акустики в ANSYS Mechanical 15.0 // САПР и графика. – 2014. – №. 8. – С. 54.
13. Azizi M. A. Simulation of Acoustic Pressure Field Generated by Ultrasonic Transducer. – 2019.
14. Barron R. F. Industrial noise control and acoustics. – CRC Press, 2002.
15. ГОСТ 31295.2–2005 (ИСО 9613–2:1996) Шум. Затухание звука при распространении на местности.
16. СанПиН 1.2.3685-21. Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания.
17. Crocker M. J., Arenas J. P. Engineering acoustics: noise and vibration control. – John Wiley & Sons, 2021.
18. Nashed M. W., Elnady T., Abom M. Review of splitter silencer modeling techniques // Euronoise 2018, Crete.

References

1. Tupov V.B. Reduction of noise emitted into the environment from large energy gas and air ducts / doctoral thesis. – M., 1997. – 544 p.

2. Kisku G. C. et al. Assessment of noise level of a medium scale thermal power plant // Indian Journal of Occupational and Environmental Medicine. – 2006. – V. 10. – №. 3. – P. 133.
3. Munjal M. L. Noise and vibration control. – World Scientific, 2013. – V. 3.
4. Munjal M. L. Acoustics of ducts and mufflers with application to exhaust and ventilation system design. – John Wiley & Sons, 1987.
5. Möser M. Engineering acoustics // Nova York (Estados Unidos): Springer Publishing. – 2009.
6. SP 51.13330.2011. Noise protection. Updated edition SNiP 23-03-2003.
7. Bies D. A., Hansen C. H., Howard C. Q. Engineering noise control. – CRC press, 2017.
8. Huang L. A theoretical study of duct noise control by flexible panels // The Journal of the Acoustical Society of America. – 1999. – V. 106. – №. 4. – P. 1801-1809.
9. Fan H. K. H., Shen C., Leung R. C. K. Duct aeroacoustic control by multiple flexible panels // INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings. – Institute of Noise Control Engineering, 2018. – V. 258. – №. 3. – P. 4908-4915.
10. C.Q. Howard, B.S. Cazzolato. Acoustic Analyses Using MATLAB and Ansys, CRC press, 2015.
11. Wu S.F. Reconstructing acoustic field based on the normal surface velocity input data // The Journal of the Acoustical Society of America. – 2015. – V. 137. – №. 4. – P. 2234-2234.
12. Khrulev S. Analysis of acoustics in ANSYS Mechanical 15.0 // CAD and graphics. – 2014. – №. 8. – P. 54.
13. Azizi M. A. Simulation of Acoustic Pressure Field Generated by Ultrasonic Transducer. – 2019.
14. Barron R. F. Industrial noise control and acoustics. – CRC Press, 2002.
15. GOST 31295.2–2005 (ISO 9613–2:1996) Noise. Sound attenuation during propagation on the ground.
16. SanPiN 1.2.3685-21. Hygienic standards and requirements for ensuring the safety and (or) harmlessness of environmental factors for humans.
17. Crocker M. J., Arenas J. P. Engineering acoustics: noise and vibration control. – John Wiley & Sons, 2021.
18. Nashed M. W., Elnady T., Åbom M. Review of splitter silencer modeling techniques // Euronoise 2018, Crete.