

Научная статья
УДК 621.43

Расчетно-экспериментальное определение акустического импеданса выпускной системы двигателя внутреннего сгорания

Гиви Гурамович Надарейшвили¹, Андрей Олегович Глазков²,
Станислав Иванович Юдин³, Алевтина Сергеевна Коньшина⁴

^{1,2,3,4}ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва, Россия

¹givi.nadareishvili@nami.ru

²andrey.glazkov@nami.ru

³stanislav.yudin@nami.ru

⁴alevtina.konshina@nami.ru

Аннотация. В статье приводятся результаты расчетно-экспериментальных исследований акустического импеданса системы выпуска двигателя внутреннего сгорания. Современная выпускная система состоит из «горячей» и «холодной» части. Элементы, которые закреплены на двигателе и являются его частью (выпускной коллектор, турбокомпрессор и система нейтрализации) принято называть «горячей» частью системы выпуска. Вторая часть, содержащая элементы для снижения шума выпуска (глушители, резонаторы) – «холодная» часть. Современное программное обеспечение позволяет спроектировать конструкцию «холодной» части с достаточной точностью в заданной геометрии и в заданном диапазоне частот, но с условием точного задания входных параметров, а именно – спектра амплитуды входного шума и акустического импеданса источника шума в виде двигателя с «горячей» частью. Целью работы является получение максимально достоверных выходных акустических параметров «горячей» части двигателя на основе проведения экспериментальных исследований на безмоторной акустической установке и расчетных исследований методом конечных элементов по точным 3D моделям элементов «горячей» части.

Ключевые слова: шум системы выпуска двигателя внутреннего сгорания, акустический импеданс, безмоторная акустическая установка, акустические расчеты методом конечных элементов.

Для цитирования: Надарейшвили Г.Г., Глазков А.О., Юдин С.И., Коньшина А.С. Расчетно-экспериментальное определение акустического импеданса выпускной системы двигателя внутреннего сгорания // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2025. № 2 (44).

Original article

Computational and experimental determination of acoustic impedance of the exhaust system of an internal combustion engine

Givi G. Nadareishvili¹, Andrey O. Glazkov², Stanislav I. Yudin³, Alevtina S. Konshina⁴

^{1,2,3,4}GNC RF FSUE "NAMI", Moscow, Russia

¹givi.nadareishvili@nami.ru

²andrey.glazkov@nami.ru

³stanislav.yudin@nami.ru

⁴alevtina.konshina@nami.ru

Abstract. The article presents the results of computational and experimental studies of acoustic impedance of the exhaust system of an internal combustion engine. The modern exhaust system consists of a "hot" and a "cold" part. The elements that are fixed to the engine and are part of it: the exhaust manifold, the turbocharger and the neutralization system are called the "hot" part. The second part, which contains elements to reduce exhaust noise (mufflers, resonators), is the "cold" part. Modern software allows to design the "cold" part with sufficient accuracy in a given geometry and in a given frequency range, but with the condition of accurately specifying the input parameters, namely, the amplitude spectrum of the input noise and the acoustic impedance of the noise source in the form of a motor with a "hot" part. The aim of the work is to obtain the most reliable acoustic output parameters of the "hot" part of an engine based on experimental studies on a non-motorized acoustic installation and computational studies by the finite element method using accurate 3D models of elements of the "hot" part.

Keywords: noise of the exhaust system of an internal combustion engine, acoustic impedance, non-motorized acoustic installation, acoustic calculations by the finite element method.

For citation: Nadareishvili G.G., Glazkov A.O., Yudin S.I., Konshina A.S.

Computational and experimental determination of acoustic impedance of the exhaust system of an internal combustion engine. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura*. 2025. № 2 (44).

Введение

Тенденция к увеличению шумового загрязнения окружающей среды связана с активным ростом автопарка транспортных средств. Ключевым источником шума последних является двигатель внутреннего сгорания (ДВС), нежелательные звуки которого разделяют на структурный и аэродинамический [1].

Для борьбы с аэродинамическим шумом применяют различные конструкции системы выпуска отработавших газов (СВОГ). На сегодняшний день существуют ряд программных комплексов, позволяющих проводить расчёт разрабатываемой конструкции СВОГ с достаточной точностью, но при наличии данных о спектре амплитуды входного шума и акустического импеданса «горячей части».

Вопрос получения этих данных является непростым: высокие температуры, большие скорости отработавших газов (турбулентные потоки), высокие уровни звукового давления (режим нелинейности) не позволяют с достаточной точностью применять расчетные результаты. В отдельных публикациях приводятся результаты с заданием простых входных граничных условий: источник давления (нулевое сопротивление), источник колебательной скорости (бесконечное сопротивление) или промежуточное – согласованная (неотражающая) нагрузка.

Этому вопросу посвящен ряд научных исследований. В работе R. Voonen, P. Sas [2] применен известный метод двух микрофонов по измерению в волноводе передаточных функций и разделению сигнала на падающую и отраженную волну [3]. Но в дальнейшем применялся метод электроакустических аналогий, который требует перевод волновых параметров в электрические аналоги и не отличается высокой точностью.

В статье E. Dokumaci [4] приводится применение известного метода нескольких нагрузок для получения информации об акустическом импедансе двигателя посредством измерений сигналов одним микрофоном и анализируются точности математических алгоритмов обработки сигналов. В результате достаточная точность достигается только в низкочастотном диапазоне для ограниченного количества оборотных гармоник двигателя.

В статье Seung-No Jang и Jeong-Guon Ih [5] используется усовершенствованный метод четырёх нагрузок. Взаимосвязь между свойствами источника и свойствами нагрузки выражается акустическими параметрами турбулентного потока, описывающих акустическое поле. В

этом методе используется функция распределения вероятности ошибок, основанная на линейной модели источника, не зависящей от времени. По результатам применения математической модели предложено для повышения точности использовать большее количество нагрузок, что значительно усложняет экспериментальную часть и обработку результатов.

Замеры акустического импеданса двигателя непосредственно на моторном стенде очень чувствительны к проявлению погрешностей и ошибок. Суть проведенного исследования заключается в измерении импеданса двигателя внутреннего сгорания в относительных единицах акустического импеданса среды на холодной безмоторной установке с максимально возможным исключением источников ошибок и проведении конечно-элементных расчетов «горячей части» по точной 3D модели.

Методика исследований

Экспериментальное определение коэффициентов отражения и поглощения звука, а также выходного акустического импеданса выпускного тракта двигателя на входе в систему выпуска (горячей части СВОГ) проводилось на холодном акустическом стенде, схема которого приведена на рисунке 1.

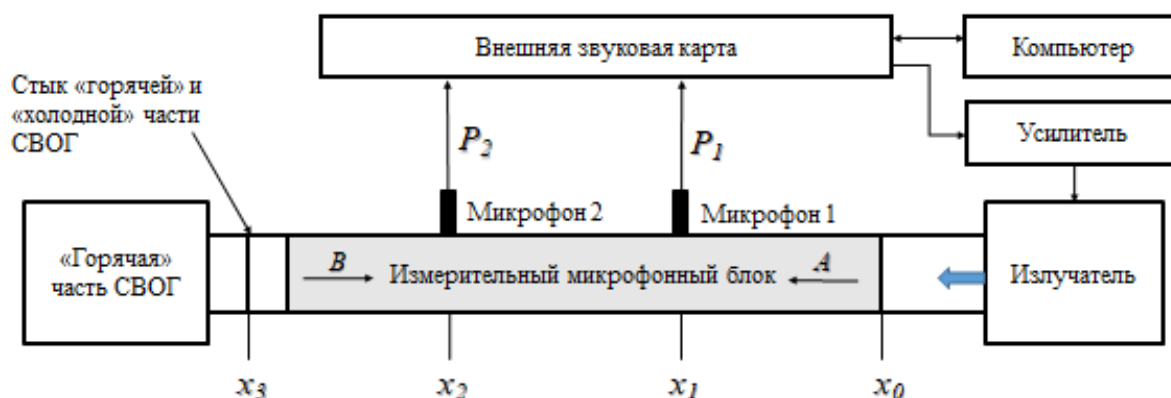


Рис. 1. Схема акустического стенда

К акустическому волноводу, содержащему измерительный микрофонный блок, через переходные фланцы подсоединены: на входе - акустический излучатель, на выходе — «горячая часть» СВОГ. Начало

координат принято в точке $x_0 = 0$, положение первого и второго микрофонов – соответственно, в координатах x_1 и x_2 , координата x_3 – геометрическое начало «горячей части». Сигналы с микрофонов через внешнюю USB звуковую карту подавались на установленную в компьютере программу спектроанализатора, из которой со встроенного генератора сигнал типа «белый шум» подавался через усилитель на излучатель.

Работа стенда основана на измерительном методе двух микрофонов – в волноводе в условиях распространения плоской волны по двум сигналам звукового давления P_1 и P_2 звуковое поле разделяется на падающую A и отраженную B волну:

$$P_1 = Ae^{-jkx_1} + Be^{jkx_1} \quad (1)$$

$$P_2 = Ae^{-jkx_2} + Be^{jkx_2}$$

где P_1 и P_2 – измеренные звуковые давления в положениях x_1 и x_2 , A и B – амплитуды падающей и отраженной волны. Все величины – в комплексном виде.

Из решения системы двух уравнений (1) получаем значения A и B :

$$A = \frac{P_1 e^{jkx_2} - P_2 e^{jkx_1}}{e^{jk(x_2-x_1)} - e^{jk(x_1-x_2)}} \quad (2)$$

$$B = \frac{P_1 e^{-jkx_2} - P_2 e^{-jkx_1}}{e^{jk(x_1-x_2)} - e^{jk(x_2-x_1)}}$$

Коэффициент отражения K испытываемой «горячей части» равен отношению отраженной волны к падающей в сечении x_3 :

$$K = \frac{B e^{jkx_3}}{A e^{-jkx_3}} \quad (3)$$

Безразмерный акустический импеданс Z «горячей части» в относительных единицах акустического импеданса среды выражается через коэффициент отражения:

$$Z = \frac{K+1}{1-K} \quad (4)$$

«Горячая часть» СВОГ включает выпускной коллектор, выполненный единой деталью с корпусом турбокомпрессора (ТКР), каталитические блоки с соединительными патрубками и гибкий сильфон с переходным стыком под сферический хомут. Фото установки горячей части на стенде приведено на рисунке 2, 3D расчетная модель объекта испытаний с моделированием измерительного микрофонного блока и сечений установки микрофонов (рис. 3), конечно-элементная модель – на рисунке 4.



Рис. 2. «Горячая часть» СВОГ на стенде

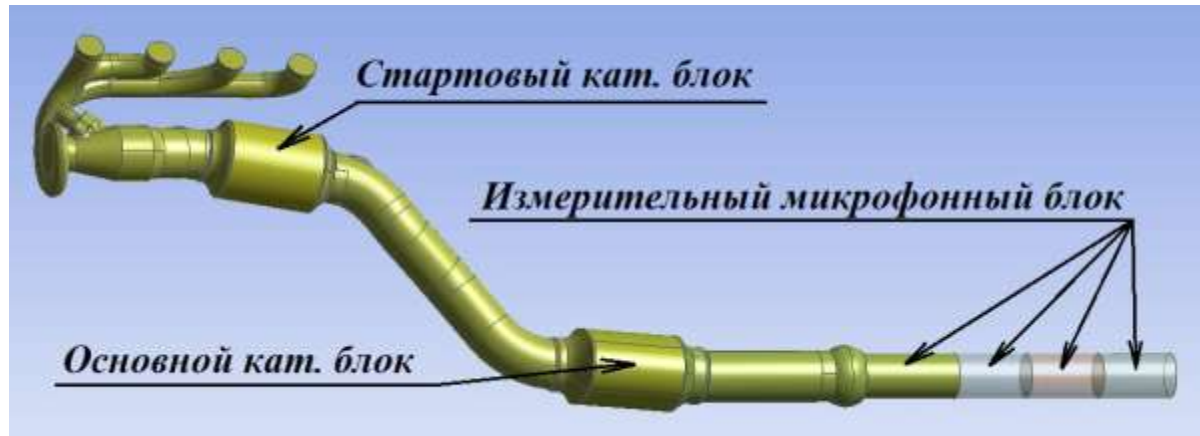


Рис. 3. 3D расчетная модель с измерительным блоком

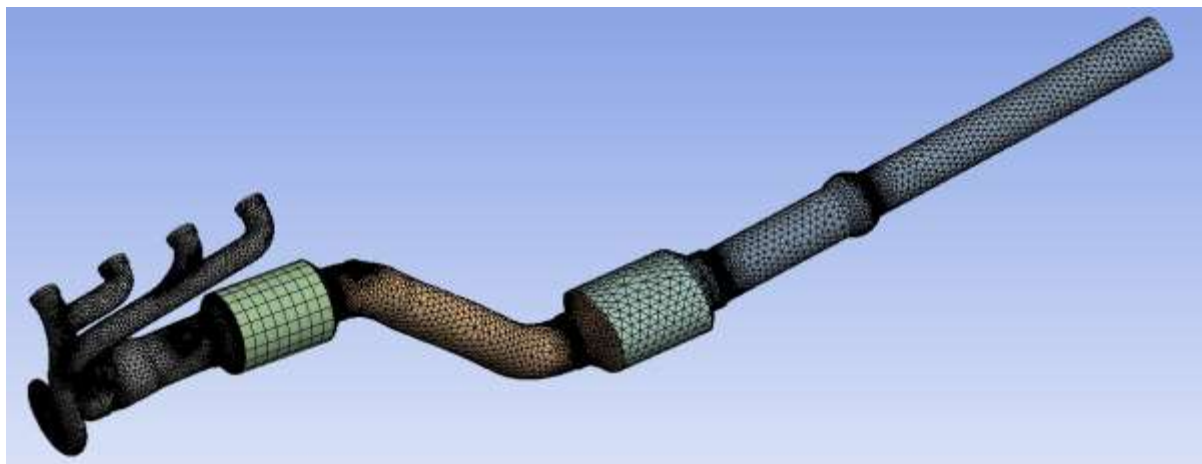


Рис. 4. Конечно-элементная модель с измерительным блоком.

Для определения частотного диапазона проводимых исследований можно рассмотреть реальный спектр шума выпуска, измеренный у среза выпускной трубы по известной методике NVH B13B: микрофоны устанавливаются на расстоянии 140 мм от среза под углом 45 градусов к оси выпускной трубы. На рисунке 5 приведен спектр шума выпуска двух веток двигателя V8 на режиме работы двигателя 800 1/мин, нагрузка 140 Нм.

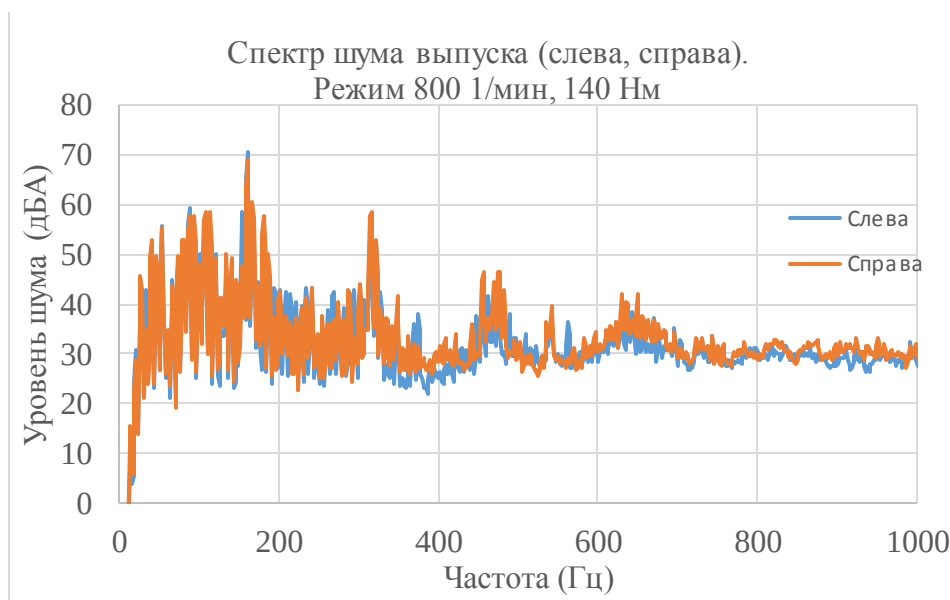


Рис. 5. Характерный спектр шума выпуска

Как можно видеть, после частоты 500 Гц спектральные составляющие шума на 20 и более дБ ниже уровня шума в диапазоне до 500 Гц.

В диапазоне до 500 Гц находятся все гармонические составляющие шума оборотных гармоник двигателя от холостого хода до максимальных оборотов. Кроме того, на более высоких частотах хорошо работают диссипативные элементы СВОГ, которые не имеют проблем практического применения в глушителях и резонаторах, в отличие от низкочастотного диапазона. Результаты испытаний и расчетов приводятся в диапазоне до 1000 Гц, для практического применения достаточен частотный диапазон до 500 Гц.

Необходимо отметить, что приводимые акустические параметры, коэффициент отражения и акустический импеданс являются комплексными величинами.

Диапазон изменения амплитуды коэффициента отражения $0 : +1$; диапазон изменения действительной и мнимой части коэффициента отражения $-1 : +1$.

Значения акустического импеданса приведены в единицах волнового сопротивления среды Z_0 , которое определяется произведением $\rho_0 c_0$ (ρ_0 – плотность среды, c_0 – скорость звука в среде) при соответствующих условиях по температуре и давлению в среде.

Все далее приведенные результаты по акустическим испытаниям на холодном акустическом стенде и соответствующие расчеты относятся к стандартным условиям комнатной температуры в воздухе с общепринятыми значениями $\rho_0 = 1,225 \text{ кг/м}^3$ и $c_0 = 343 \text{ м/сек}$, то есть значению импеданса $Z_0 = 420 \text{ кг/м}^2\text{сек}$.

В дальнейшем при использовании полученных результатов акустического импеданса выпускного тракта двигателя Z_0 для применения в расчетных моделях работы двигателя на определенных режимах работы, необходимо провести перерасчет с учетом изменения параметров среды на конкретных режимах работы двигателя по плотности отработавших газов

(ОГ) и скорости звука в ОГ: $Z_1 = Z_0 (\rho_1 c_1 / \rho_0 c_0)$, где ρ_1 и c_1 – плотность ОГ и скорость звука на соответствующих режимах работы двигателя.

Результаты испытаний и расчетов

В испытанном турбокомпрессоре конструктивно присутствовал перепускной клапан («вестгейт» клапан), позволяющий на различных режимах работы двигателя направлять часть ОГ мимо улитки ТКР с колесом турбины в соответствии с калибровками двигателя [6, 7]. При проведении испытаний проводились замеры с двумя положениями клапана – закрыт или открыт, что регулировалось вручную через тягу привода (рис. 6).



Рис. 6. Привод перепускного клапана

Результаты испытаний в виде звукового давления с микрофонов (в комплексном виде) из программы спектроанализатора передавались в расчетную программу в среде MathCAD, в которой проводилась математическая обработка по формулам (1 – 4).

Результаты экспериментального определения коэффициента отражения и акустического импеданса «горячей части» СВОГ при открытом и закрытом перепускном клапане приведены на рисунках 7 и 8.

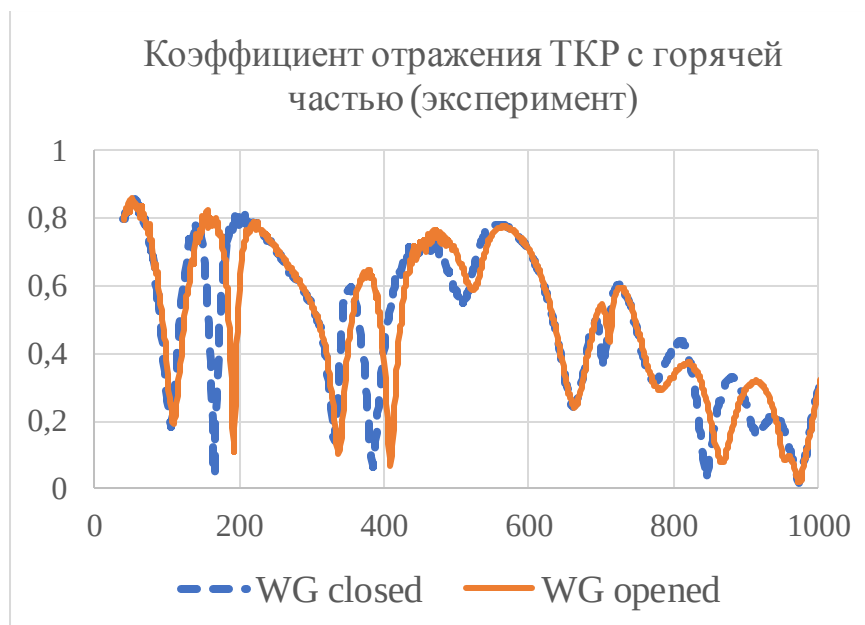


Рис. 7. Амплитуда коэффициента отражения горячей части

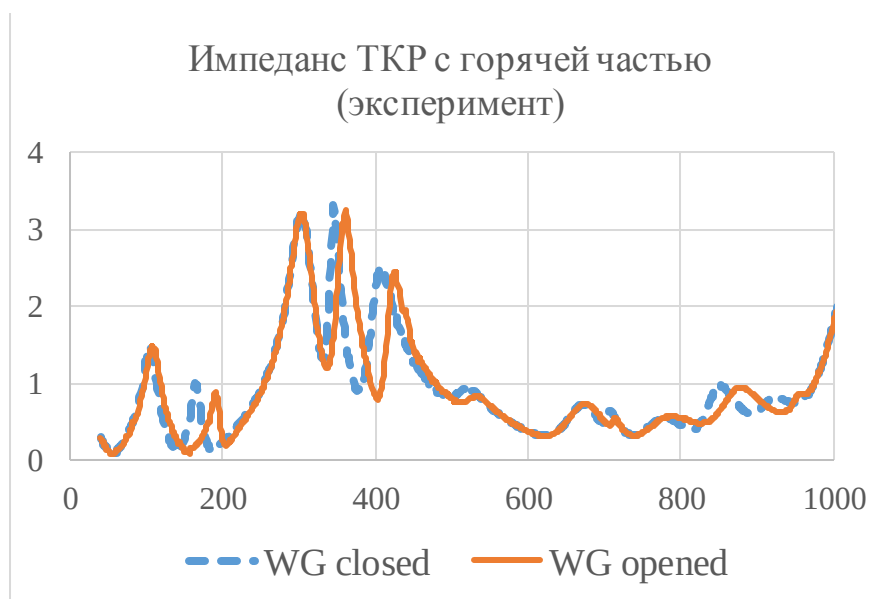


Рис. 8. Амплитуда импеданса горячей части

Влияние открытия/закрытия клапана можно отметить только на четырех частотах в виде незначительного сдвига по частоте, амплитуда при этом не изменяется.

Результаты конечно-элементных расчетов импеданса в сравнении с экспериментальными данными для варианта с закрытым клапаном WG приведены на рисунке 9.

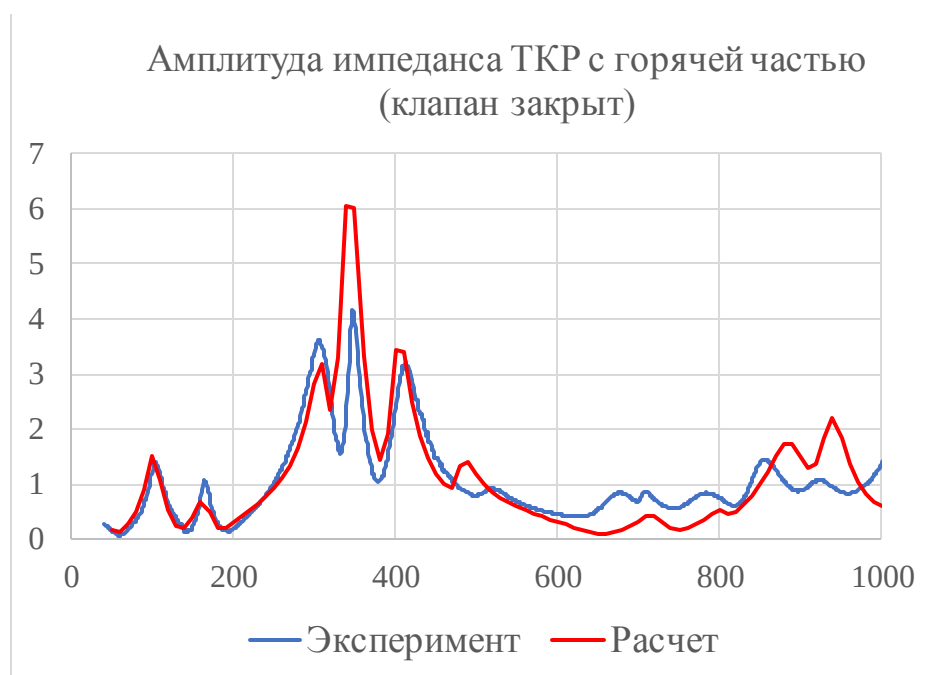


Рис. 9. Амплитуда импеданса горячей части

Как можно видеть, результаты расчетов хорошо совпадают с экспериментальными данными, особенно в диапазоне до 500 Гц.

Полученные результаты позволяют расчетным путем оценить влияние на выходной акустический импеданс двигателя таких подробностей, как геометрия лопаток колеса турбины в турбокомпрессоре, а также особенностей геометрии выпускных каналов головки блока цилиндров. В геометрию корпуса турбокомпрессора добавлено колесо турбины, как показано на расчетной модели, приведенной на рисунке 10, результаты расчетов приведены на рисунке 11.

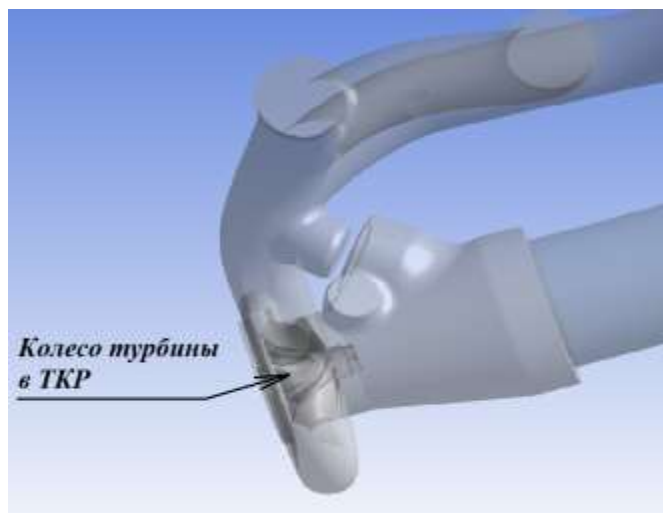


Рис. 10. Добавление колеса турбины в расчетную модель

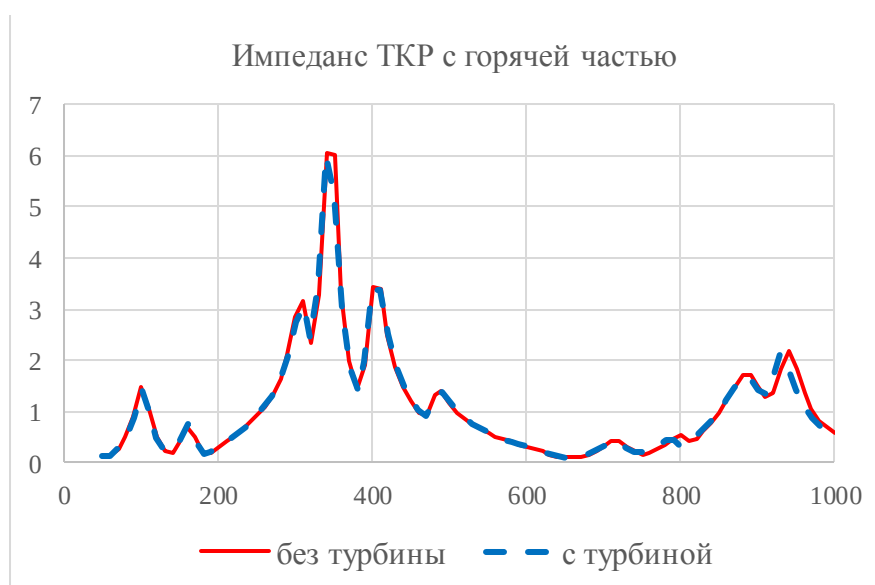


Рис. 11. Амплитуда импеданса. Учет влияния лопаток колеса турбины

Наличие или отсутствие турбины не оказывает никакого практического влияния на акустический импеданс горячей части.

В модель горячей части СВОГ добавлены выпускные каналы головки блока цилиндров двигателя, как показано на расчетной модели, приведенной на рисунке 12, результаты расчетов приведены на рисунке 13.



Рис. 12. Расчетная модель горячей части с выпускными каналами двигателя

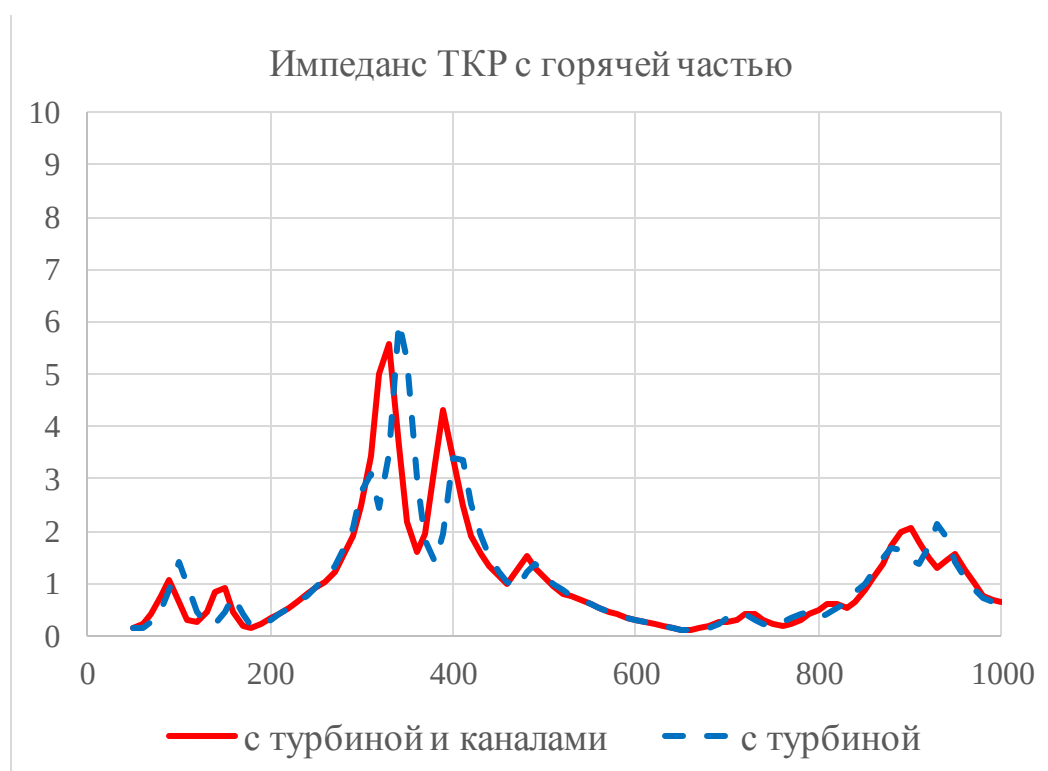


Рис. 13. Амплитуда импеданса. Учет влияния выпускных каналов двигателя

Влияние выпускных каналов двигателя на акустические параметры выпуска более заметны, чем влияние лопаток колеса турбины, но также не вносят существенных изменений в амплитудный спектр.

Учет выпускных каналов можно рекомендовать при проведении расчетных исследований СВОГ для нового двигателя, в том числе на этапе проектирования и расчетной или экспериментальной отработки калибровок.

Практический результат проведенных исследований

На рисунке 14 приведены результирующие спектры действительной и мнимой части выходного акустического импеданса двигателя с горячей частью СВОГ, применимые в расчетном проектировании и доводке всей системы выпуска.



Рис. 14. Выходной импеданс двигателя с выпускными каналами и турбиной в ТКР

Выводы

1. Проведены стендовые акустические испытания «горячей части» системы выпуска в составе: выпускной коллектор, турбокомпрессор, каталитические блоки с соединительными патрубками, гофра. Определены выходные акустические параметры в виде коэффициента отражения и импеданса.
2. Разработаны расчетные конечно-элементные модели всех испытанных вариантов горячей части и проведены расчеты. Получено хорошее совпадение расчетных и экспериментальных результатов во всем заданном диапазоне частот.
3. На основе полученной идентификации расчетных моделей проведена оценка влияния на выходные акустические параметры таких составляющих горячей части СВОГ, как геометрия лопаток колеса турбины в турбокомпрессоре, особенности геометрии выпускных каналов головки блока цилиндров, а также открытие/закрытие перепускного клапана турбокомпрессора.
4. При проведении расчетных исследований СВОГ, в том числе на этапе проектирования и расчетной или экспериментальной отработки калибровок нового двигателя, необходимо учитывать геометрию выпускных каналов, а также положение перепускного клапана турбокомпрессора.
5. Полученные результирующие спектры действительной и мнимой части выходного акустического импеданса двигателя с горячей частью СВОГ применимы в расчетном проектировании и доводке всей системы выпуска.

Список источников

1. Шатров, М. Г. Шум автомобильных двигателей внутреннего сгорания: учебное пособие / М. Г. Шатров, А. Л. Яковенко, Т. Ю. Кричевская // Москва : Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ) – 2014. – 68 с. – EDN SGBRUR.

2. Boonen, R. Determination of the acoustical impedance of an internal combustion engine exhaust / R. Boonen, P. Sas // *Proceedings of ISMA*. – 2002. – Vol. V. – P. 1939-1946.
3. ISO/FDIS 10534-2, Acoustics - Determination of acoustic properties in impedance tubes – Part 2: Two-microphone technique for normal sound absorption coefficient and normal surface impedance. – ISO/TC 43/SC 2.
4. Dokumaci, E. On one-port characterization of noise sources in ducts by using external loads / E. Dokumaci // *Journal Sound and Vibration*. – 2003. – Vol. 260, № 3. – P. 389-402. – DOI 10.1016/S0022-460X(02)00933-1.
5. Jang, S. H. Refined multiload method for measuring acoustical source characteristics of an intake or exhaust system / S. H. Jang, J. G. Ih // *Journal of the Acoustical Society of America*. – 2000. – Vol. 107, № 6. – P. 3217-3225. – DOI 10.1121/1.429349.
6. Сонкин, В. И. Проблемы бензинового двигателя с высоким наддувом: турболаг. Часть 1 / В. И. Сонкин // *Труды НАМИ*. – 2019. – № 4(279). – С. 70-81. – EDN ZBAJDH.
7. Сонкин, В. И. Проблемы бензинового двигателя с высоким наддувом: турболаг Часть 2 / В. И. Сонкин // *Труды НАМИ*. – 2020. – № 1(280). – С. 67-77. – DOI 10.51187/0135-3152-2020-1-67-77. – EDN UDHFPF.

References

1. M. G. Shatrov, A. L. Yakovenko, T. Y. Krichevskaya. *Shum avtomobil'nykh dvigateley vnutrennego sgoraniya* (Noise of automobile internal combustion engines), Moscow, MADI, 2014, 68 p.
2. Boonen R., Sas P., *Proceedings of ISMA*, 2002, vol. V, pp. 1939-1946.
3. ISO/FDIS 10534-2, Acoustics - Determination of acoustic properties in impedance tubes, Part 2, Two-microphone technique for normal sound absorption coefficient and normal surface impedance, ISO/TC 43/SC 2.
4. Dokumaci E. *Journal Sound and Vibration*, 2003, vol. 260, no. 3, pp. 389-402.
5. Jang S. H., Ih J. G. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2000, vol. 107, no. 6, pp. 3217-3225.
6. Sonkin V. I. *Trudy NAMI*, 2019, no. 4(279), pp. 70-81,.
7. Sonkin, V. I. *Trudy NAMI*, 2020, no. 1(280), pp. 67-77.

Рецензент: М.Г. Шатров, д-р техн. наук, проф., МАДИ

Информация об авторах

Надарейшвили Гиви Гурамович, д-р техн. наук, зам. Генерального директора по науке,
НАМИ.

Глазков Андрей Олегович, ведущий инженер-исследователь, НАМИ.

Юдин Станислав Иванович, главный специалист, НАМИ.

Коньшина Алевтина Сергеевна, инженер-исследователь, НАМИ.

Information about the authors

Nadareishvili Givi G., Doctor of Sciences (Technical), Deputy Director General for Science,
NAMI.

Glazkov Andrey O., Leading Research Engineer, NAMI.

Yudin Stanislav I., Head specialist, NAMI.

Konshina Alevtina S., Research Engineer, NAMI.

Статья поступила в редакцию 24.02.2025; одобрена после рецензирования 06.05.2025; принята к публикации 25.06.2025.

The article was submitted 24.02.2025; approved after reviewing 06.05.2025; accepted for publication 25.06.2025.