

УДК 629.017:534.1

Исследования локальной динамической жесткости зон крепления источников возбуждения кузова автотранспортного средства

Рахматов Рахматдзон Исломович^{1(*)}

rakhmatov.rakhmatdzhon@gmail.com

*Надарейшвили Гиви Гурамович*¹

givign@mail.ru

*Тяка Евгения Федоровна*¹

avohoney334@gmail.com

*Рахматов Искандар Рахматджонович*²

iskandar.rakhmatov22@gmail.com

¹ ФГАОУ ВО «Московский политехнический университет», Москва, Россия² ГБОУ «Школа № 2098 имени Героя Советского Союза Л.М. Доватора», Москва, Россия

Аннотация. Разработана методика исследования локальной динамической жесткости зон крепления основных и второстепенных источников динамического возбуждения кузова автотранспортного средства. Представлены материалы аналитического исследования локальной динамической жесткости, механического импеданса и подвижности. Разработана конечно-элементная модель кузова, методом конечных элементов исследованы локальные динамические жесткости и ускоряемости зон крепления указанных источников возбуждения. Проведены экспериментальные исследования локальных динамических жесткостей и ускоряемостей названных зон, выполнена валидация расчетной модели. Процедура приведения расчетной модели в соответствие с результатами экспериментальных исследований позволила достичь сходимости до 96 %, что подтверждает применимость разработанной методики для прогнозирования виброакустических характеристик автотранспортного средства на ранних этапах проектирования.

Ключевые слова: локальная динамическая жесткость, механический импеданс, ускоряемость, виброакустика, валидация КЭМ

Studies of local dynamic stiffness of the attachment zones of excitation sources of a vehicle body

Rakhmatov Rakhmatdzhon Islomovich^{1(*)}

rakhmatov.rakhmatdzhon@gmail.com

*Nadareyshvili Givi Guramovich*¹

givign@mail.ru

*Tyaka Evgeniya Fedorovna*¹

avohoney334@gmail.com

*Rakhmatov Iskandar Rakhmatdzhonovich*²

iskandar.rakhmatov22@gmail.com

¹ Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia² School No. 2098 named after Hero of the Soviet Union L.M. Dovator, Moscow, Russia

Abstract. A methodology has been developed for investigating the local dynamic stiffness of the attachment zones of primary and secondary sources of dynamic excitation of a vehicle body. The analytical background on local dynamic stiffness, mechanical impedance and mobility is presented. A finite element model of the body has been developed, and the local dynamic stiffnesses and accelerances of the attachment zones of the said excitation sources

have been investigated using the finite element method. Experimental studies of the local dynamic stiffnesses and accelerances of the indicated zones have been carried out, and the computational model has been validated. The procedure of bringing the computational model into agreement with the experimental results made it possible to achieve convergence of up to 96 %, which confirms the applicability of the developed methodology for predicting the vibroacoustic characteristics of a vehicle at the early stages of design.

Keywords: local dynamic stiffness, mechanical impedance, point mobility, NVH, validation

Введение. Одной из составляющих общего уровня внутреннего шума автотранспортного средства (АТС) является шум, возникающий в процессе вибраций конструкции кузова и называемый структурным шумом. Виброакустическое (ВА) излучение можно условно разделить на три широкополосных спектра. Низкочастотный диапазон охватывает область от 1 до 200 Гц, среднечастотный — от 200 до 500 Гц, высокочастотный — выше 500 Гц [1, 2]. Проблемы среднечастотного диапазона решаются подбором вибродемпфирующего пакета, высокочастотного диапазона — применением шумопоглощения и шумоизоляции. В низкочастотном диапазоне ВА-пакеты малоэффективны, поэтому для минимизации низкочастотного структурного шума необходимо повышение структурного механического импеданса каркаса кузова, зон установки виброактивных узлов и излучающих панелей, а также рассогласование частот и форм собственных колебаний [3–7]. Целью настоящей работы является разработка и апробация методики расчетно-экспериментального исследования локальной динамической жесткости (ЛДЖ) и ускоряемости зон крепления основных и второстепенных источников динамического возбуждения на примере кузова АТС. Научная новизна заключается в комплексном подходе, сочетающем аналитические выкладки, расчет на основе конечно-элементной модели и экспериментальные измерения ЛДЖ по трем ортогональным направлениям с последующей валидацией модели, в том числе по усредненным значениям в заданных частотных диапазонах.

Методы и материалы. Локальный механический импеданс представляет собой способность локальной зоны конструкции сопротивляться перемещению под воздействием силы. Он определяется как отношение гармонической силы возбуждения к отклику системы и обозначается Z . В зависимости от вида отклика (перемещение, скорость или ускорение) различают импеданс перемещений Z_x , импеданс скорости Z_v и импеданс ускорений Z_a . Для системы с одной степенью свободы при возмущающем воздействии $f(t)$ и отклике $x(t)$ уравнение движения имеет вид:

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x = f(t), \quad (1)$$

где m — масса, кг, c — коэффициент демпфирования, Н·с/м, k — жесткость, t — время, с.

При гармоническом возбуждении с круговой частотой ω , рад/с, уравнение (1) приводит к комплексному механическому импедансу перемещений

$$Z_x = k - m\omega^2 + i c\omega, \quad (2)$$

При этом импедансы по скорости и ускорению связаны с импедансом (2) соотношениями:

$$Z_v = Z_x / (i\omega), \quad Z_a = -Z_x / \omega^2 \quad (3)$$

Ускоряемость A представляет собой комплексную частотную передаточную функцию, равную отношению амплитуды виброускорения отклика a к амплитуде гармонической силы возбуждения F , и является величиной, обратной импедансу ускорений Z_a :

$$A = a / F = 1 / Z_a = -\omega^2 \cdot Y_x, \quad (4)$$

где Y_x — подвижность по перемещению.

Результаты. Исследования локального механического импеданса проведены на «зеленом» кузове (АТС без неподрессоренной массы). Исследовались локальные зоны установки основных (силовой агрегат, трансмиссия, рулевое управление и направляющий аппарат подвески) и второстепенных (система выпуска отработавших газов, радиатор системы охлаждения, стеклоочиститель) источников динамического возбуждения по трем ортогональным степеням свободы. В качестве граничного условия задавалась гармоническая единичная сила амплитудой 1 Н. Положения исследуемых зон на КЭМ приведены на рис. 1, в частности в зоне крепления верхнего рычага (задней правой) передней подвески.

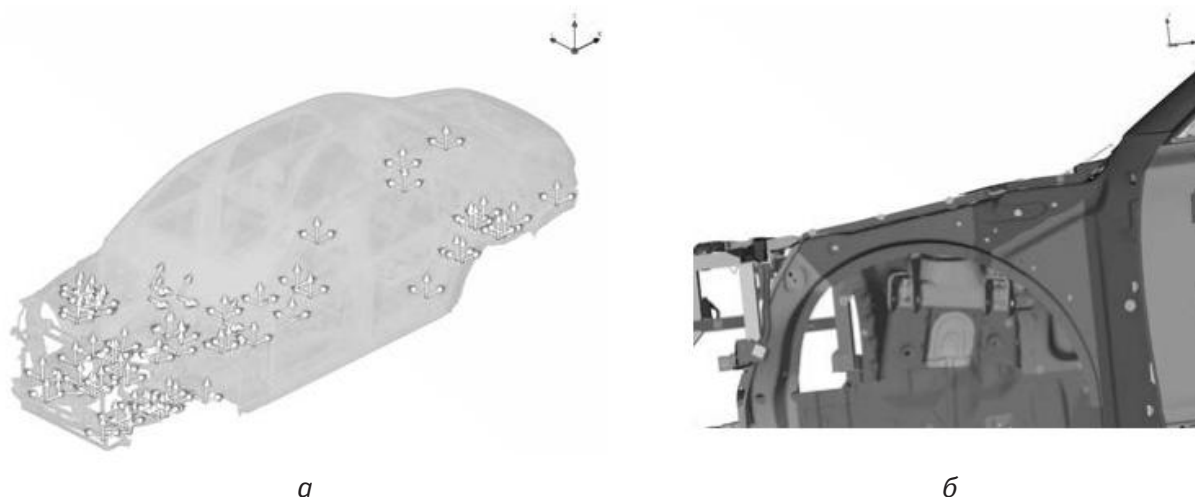


Рис. 1. Положения исследуемых зон на КЭМ «зеленого» кузова: все зоны (а) и верхнего рычага (задней правой) передней подвески (б)

Объектом экспериментальных исследований является «зеленый» кузов (АТС без неподрессоренной массы, то есть без колес, ступиц, тормозных механизмов и элементов подвески, непосредственно связанных с колесами), установленный на четырех пневмоопорах для обеспечения граничных усло-

вий, близких к свободным. Состав испытательной установки: цифровой регистратор Siemens LMS SCADAS Mobile, трехкомпонентный акселерометры PCB 356A15, модальный молоток с датчиком силы PCB и наконечники различной жесткости (резиновый и пластиковый). В обязательном порядке проверяется линейность и взаимность динамической системы, когерентность должна превышать 0,95 во всем диапазоне частот. Таким образом исследованы все точки динамического возбуждения «зеленого» кузова.

Обсуждение полученных результатов. Валидация расчетной модели проведена по критерию ускоряемости зон в диапазонах частот 50...150 Гц и 150–500 Гц. Для ускорения исследований механического импеданса разработана специальная программа автоматизации процессов исследования структурных и виброакустических характеристик источников шума и вибрации [8]. Сопоставление экспериментальных (Test) и расчетных (Simulation_B) данных в зоне крепления верхнего рычага приведено на рис. 2.

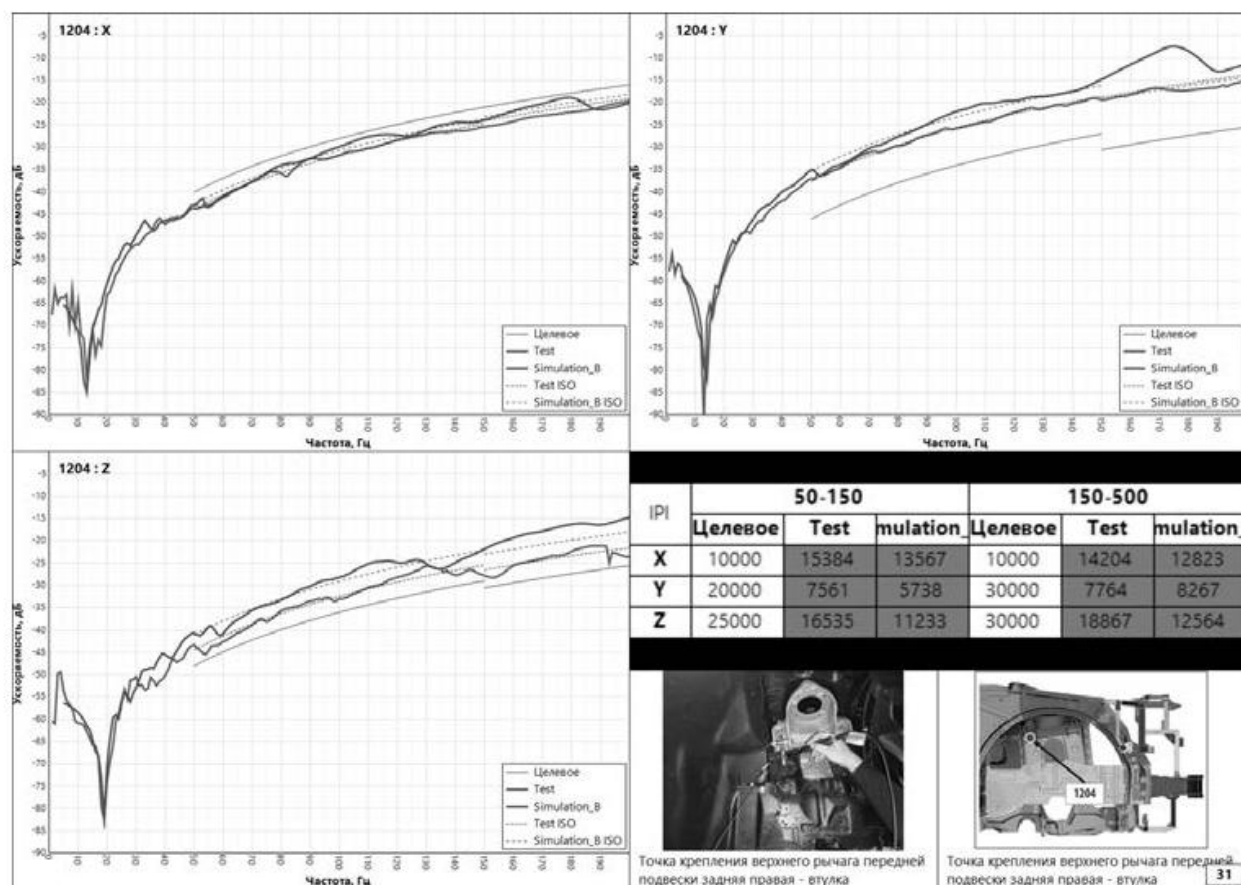


Рис. 2. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных до приведения модели

Анализ рис. 2 показывает, что ускоряемость указанной зоны по всем направлениям в расчетной модели выше, чем в эксперименте, что свидетельствует о недостаточной жесткости расчетной модели. По направлению Y на частоте 175 Гц зафиксировано локальное увеличение ускоряемости, обусловленное локальным резонансом расчетной модели.

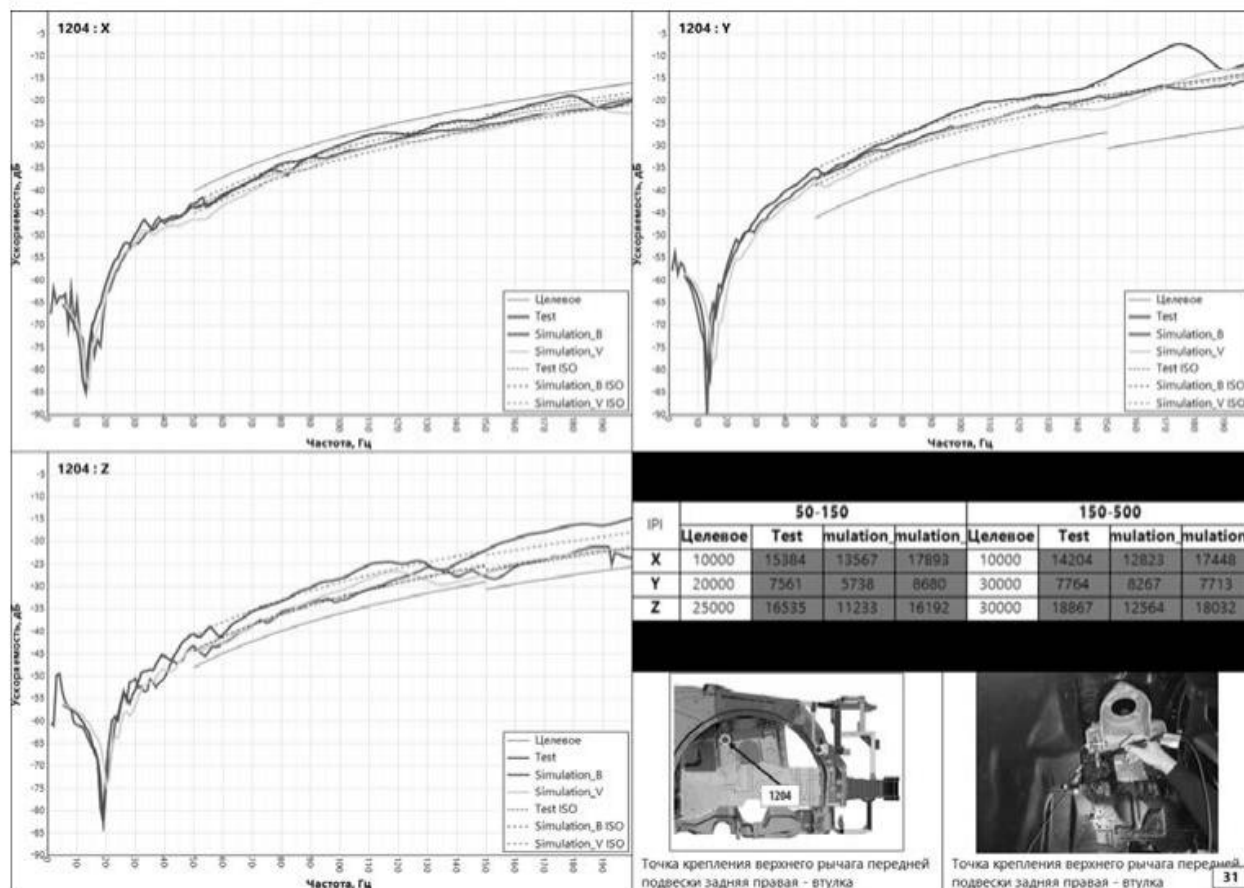


Рис. 3. Результат соответствия расчетной модели экспериментальными данными

Приведение расчетной модели в соответствие с экспериментальными данными заключается в следующем: при экспериментальных исследованиях — контроль отсутствия высокого демпфирования, люфтов и подвижек в сопрягаемых деталях, контроль линейности и взаимности динамической системы, точное приложение сил в глобальной системе координат; при расчетных исследованиях — моделирование сопрягаемых поверхностей на основе индикаторной бумаги с контролем момента затяжки [9, 10]. Результат приведения расчетной модели (Simulation_V) в сопоставлении с исходным вариантом (Simulation_B) и экспериментом (Test) приведен на рис. 3.

Сопоставление с результатами авторов [3, 5] подтверждает, что применение согласованного контроля по ЛДЖ и ускоряемости в двух частотных диапазонах (50–150 и 150–500 Гц) дает более устойчивую сходимость, чем контроль только по одному критерию. По результатам приведения расчетной модели сходимость с экспериментальными данными составила до 96 %.

Заключение. Разработана и апробирована методика расчетно-экспериментального исследования локальной динамической жесткости зон крепления источников возбуждения кузова АТС. Полученные результаты подтверждают исходную гипотезу о том, что совместный учет локальной динамической жесткости и ускоряемости в двух частотных диапазонах обеспечивает контроль адекватности конечно-элементной модели, пригодный для

применения в инженерной практике. В ходе исследования установлено наличие локальных резонансов расчетной модели в отдельных направлениях, не фиксирующихся в эксперименте. Устранение указанных резонансов потребовало уточнения моделирования сопрягаемых поверхностей. По результатам приведения расчетной модели в соответствие с экспериментальными данными достигнута сходимость до 96 %. Разработанная методика может быть использована в практике проектирования АТС для оценки и целенаправленного улучшения виброакустических характеристик на ранних этапах разработки, а также в научных исследованиях динамики несущих конструкций транспортно-технологических машин.

Список источников

- [1] Rakhmatov R.I., Krutolapov V.E., Nadareyshvili G.G. Research and improvement of muffler acoustic characteristics with regard to thermodynamic characteristics of exhaust gas flow with aeroacoustic sources. Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021). Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, 2022, pp. 553–566. https://doi.org/10.1007/978-3-030-85233-7_66
- [2] Rakhmatov R.I., Krutolapov V.E. Vehicle structural analysis calculation method development in order to improve noise-vibration-harshness characteristics. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, IOP Publishing Ltd., 2021, vol. 867, art. no. 012105. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/867/1/012105>
- [3] Рахматов Р.И., Тремясов В.В., Ликеев А.П. и др. Исследования модальных характеристик с целью комплексной валидации расчетной модели на примере кузова современного автотранспортного средства. *Труды НАМИ*, 2023, № 3, с. 6–32. <https://doi.org/10.51187/0135-3152-2023-3-6-32>
- [4] Yeola Y., Kharpude Y., Kalsule D., Choudhary A. NVH refinement of small commercial vehicle. SAE Technical Paper Series, 2024, no. 2024-26-0219. <https://doi.org/10.4271/2024-26-0219>
- [5] Sell H., Löcken F., Kruse E., Reinauer A. Holistic approach to axle NVH assessment and optimization. 12th International Munich Chassis Symposium, ATZlive, Springer Nature, Wiesbaden, 2021, pp. 624–642.
- [6] Roth D., Kruse E. Dedicated powertrain mounting systems for electric vehicles. Automotive NVH Comfort Conference, Le Mans, France, 2021.
- [7] Singh A.P., Kumar V., Garg A.K. Powertrain NVH CAE predictions with gasket consideration. SAE Technical Paper Series, 2023, no. 2023-01-0423. <https://doi.org/10.4271/2023-01-0423>
- [8] Rakhmatov R.I. Automation of processes of research of structural and vibroacoustic characteristics of the main and secondary sources of noise and vibration of transport and technological vehicles and complexes. *Naukosphere*, 2024, no. 5 (2). <https://doi.org/10.5281/zenodo.11473200>
- [9] Haruyama S., Choiron M.A., Nurhadiyanto D. Optimum design of laminated corrugated metal gasket using computer simulation. *International Journal of Integrated Engineering*, 2019, vol. 11, no. 5, pp. 29–34.
- [10] Jacobs G., Konrad C., Berroth J.K. et al. Function-oriented model-based product development. In: *Design Methodology for Future Products*. Springer, Cham, 2022, pp. 243–263.