



УДК 621.318.3

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОШУМОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ПРИВОДА

*А.С. Крамаров, drun.kramarov@mail.ru, Д.В. Батищев, batishchevd@gmail.com,
А.В. Павленко, rnblde@mail.ru, И.А. Большенко, irenka84@mail.ru*
Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ)
имени М.И. Платова, г. Новочеркасск

Рассмотрены вопросы анализа виброшумовых характеристик электромагнитного привода. Срабатывание электромагнитного привода сопровождается механическим ударом его подвижных частей с последующим возникновением вибрации и акустического шума. Учет таких физических явлений на этапе проектирования электромагнитного привода позволит в дальнейшем сократить объем исследовательских испытаний по анализу акустических шумов и уменьшить затраты на изготовление экспериментальных образцов электромагнитов. Предложен алгоритм численного моделирования процесса механического соударения подвижных элементов электромагнитного привода, сопровождаемого вибрацией и акустическим шумом методом конечных элементов с использованием программного комплекса *ANSYS Mechanical*. Приведены результаты расчета виброшумовых характеристик при различных подходах к описанию конструкции электромагнитного привода, полученные путем численного моделирования.

Ключевые слова: электромагнитный привод, виброшумовые характеристики, численное моделирование, *ANSYS*

RESEARCH OF THE VIBRO-NOISE CHARACTERISTICS OF ELECTRO- MAGNETIC DRIVES

A.S. Kramarov, D.V. Batishchev, A.V. Pavlenko, I.A. Bolshenko
Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI), Novocherkassk

The article describes the analysis of the vibro-noise characteristics of electromagnetic actuator. The work of an electromagnetic actuator is accompanied by a mechanical shock of moving parts with the subsequent occurrence of vibration and acoustic noise. Accounting for such physical phenomena at the design stage of an electromagnetic actuator will further reduce the amount of practical work to eliminate acoustic noise and reduce the cost of manufacturing experimental samples of electromagnets. The article proposes an algorithm for numerical simulation of the process of mechanical collision of moving elements of an electromagnetic drive, accompanied by vibration and acoustic noise by the finite element method using the *ANSYS Mechanical* software. The results of calculating the vibro-noise characteristics of various designs of electromagnetic actuator, obtained by numerical simulation, are presented.

Keywords: electromagnetic actuator, vibro-noise characteristics, numerical simulation, *ANSYS*

Проблемы создания приводных электромагнитов с нормированными уровнями шума и вибрации возникли достаточно давно. Особенно остро эта проблема возникает при проектировании мехатронных модулей энергосиловых установок автономных транспортных систем в автомобильной и судостроительной отраслях промышленности. Учет вибраций и акустического шума на этапе проектирования электромагнитных приводов позволит существенно сократить объем затрат на проведение исследовательских испытаний их экспериментальных образцов. Решение этой задачи возможно при использовании методов математического моделирования.

Для анализа виброшумовых характеристик был выбран электромагнитный привод (ЭМП) с втягивающимся якорем для устройства электроблокировки вы-



бора линии заднего хода автомобиля [1], фотография и трехмерная модель которого приведены на рис. 1. На рис. 2 представлен эскиз ЭМП с основными геометрическими размерами.

В настоящей работе анализируется акустический шум электромагнита, вызванный механическим ударом якоря о стоп при его срабатывании (рис.1), электромагнитный шум не рассматривается.

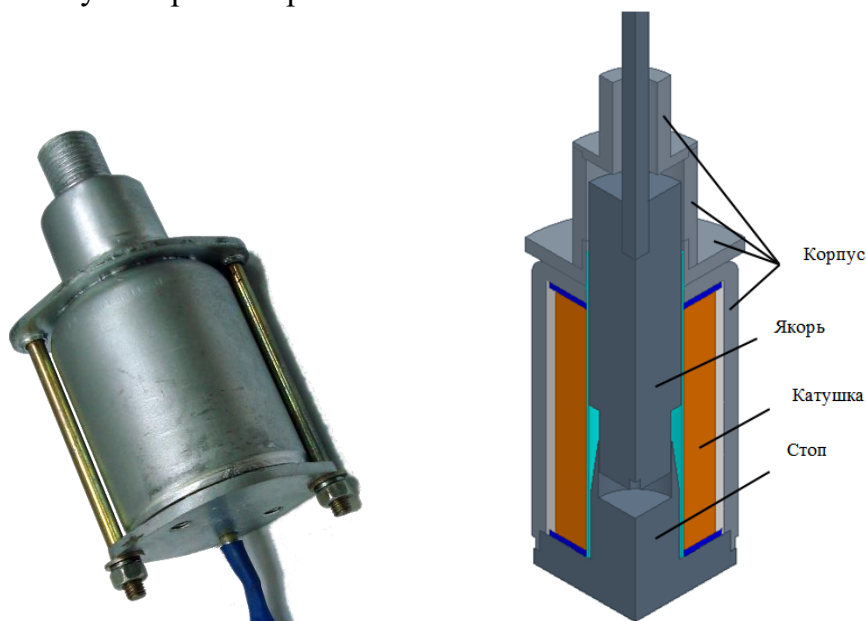


Рис.1 – Электромагнитный привод электроблокировки выбора линии заднего хода автомобиля (фото и трехмерная модель)

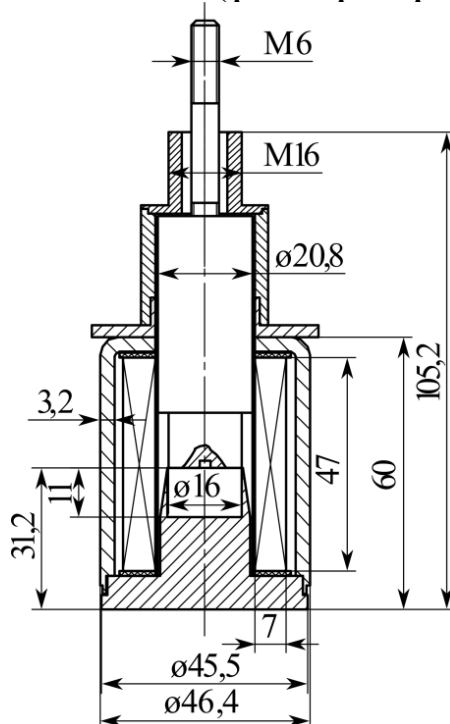


Рис.2 – Эскиз исследуемого электромагнитного привода



В соответствии с ГОСТ 24346-80 [2] вибрация – это движение точки или механической системы, при котором происходит процесс поочередного возрастания и убывания во времени значений какой-либо скалярной величины, как правило, подразумевается частотный диапазон 1.6 - 1000 Гц. Понятие вибрация тесно связано с понятиями шум, инфразвук, звук. Таким образом, шум, возникающий при срабатывании ЭМП, является следствием ударного взаимодействия подвижного якоря и стопа с последующим возникновением вибрации (рис.1), поэтому исследование виброшумовых характеристик электромагнита целесообразно начать с исследования процесса удара. Для исследования виброшумовых характеристик ЭМП использован программный комплекс *ANSYS Workbench (Academic Research)*.

Программный комплекс *ANSYS Mechanical* из состава *Ansys Workbench* позволяет исследовать механические ударные взаимодействия в модулях *Explicit Dynamics*, *Transient Structural* и *Harmonic Response*. Модуль *Explicit Dynamics* используется для исследования механических процессов, связанных с большими деформациями и разрушениями конструкций и тел [3]. Модуль *Harmonic Response* используется для исследования гармонически меняющихся во времени воздействий на тела и конструкции [4]. Модуль *Transient Structural* используется для исследования меняющихся во времени механических воздействий и взаимодействий [5]. Поскольку при ударе подвижного якоря о стоп электромагнита не возникает разрушений и больших деформаций, а также удар не является гармоническим воздействием [6], то для исследования ударного взаимодействия воспользуемся модулем *Transient Structural*.

На рис. 3 приведена двумерная осесимметричная геометрическая модель якоря и стопа ЭМП для исследования ударного взаимодействия в модуле *ANSYS Transient Structural*.

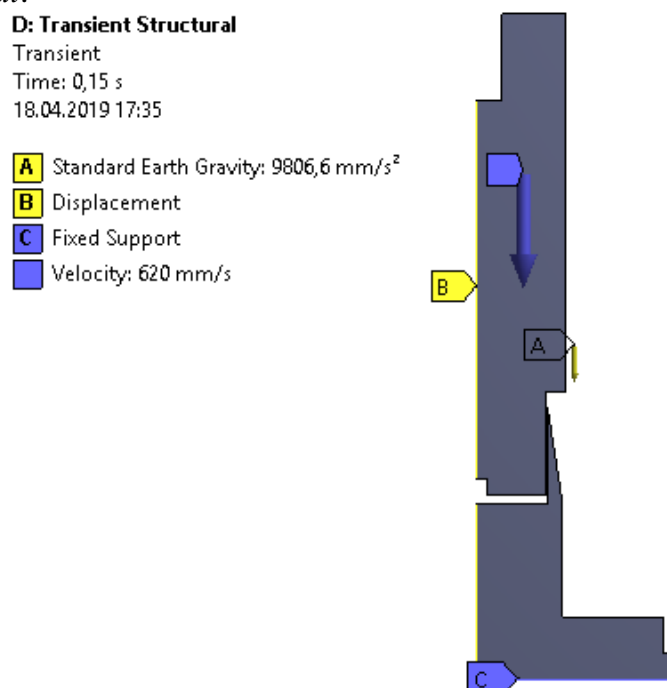


Рис.3 – Двумерная осесимметричная модель якоря и стопа ЭМП для исследования их ударного взаимодействия



Введем следующие допущения и граничные условия.

1. Рассматривается ударное взаимодействие лишь якоря и стопа электромагнита при отсутствии корпуса, каркаса катушки и самой катушки, так как именно удар этих частей вызывает основной шум ЭМП.
2. Моделирование перемещения ограничено лишь конечным положением якоря, за 1 мм до удара о стоп.
3. На основание (упор) модели ЭМП наложим условие *Fixed Support* (Жесткое закрепление) – предполагается, что в ЭМП жестко закреплено основание.
4. Задаем условие *Displacement* – условие ограничения перемещения на грани модели, расположенные на границе симметрии [7,8].
5. Задаем условие *Standart Earth Gravity* (Стандартная земная гравитация).
6. Задаем начальную скорость якоря 620 мм/с – конечная скорость якоря в момент пред ударом о стоп (по результатам численного моделирования и экспериментальных исследований [1]).
7. Задаем временной шаг интегрирования: *Initial Time Step* = 1e-4 с; *Minimum Time Step* = 1e-6 с; *Maximum Time Step* = 1e-2 с.

Выбранные допущения позволят сократить время численного моделирования и необходимые для анализа ресурсы ЭВМ. Минимальный (*Minimum*) временной шаг интегрирования, согласно [3,9], определяется как 1/100 или 1/1000 от начального (*Initial*) временного шага.

Для того, чтобы верно учесть изменение статуса контакта во время удара якоря о стоп, произведем настройки контакта. По рекомендациям [9] для удара наиболее подходящим является *Frictionless* (тип контакта с нулевым трением) с настройками контроля временного шага *Time Step Control – Predict For Impact* и области изменения статуса контакта *Pinball Region*. Данные настройки контакта подвижного якоря и неподвижного стопа (рис.1) во время их ударного взаимодействия позволяют отслеживать статус контакта и автоматически дробить минимальный временной шаг интегрирования при его изменении, что позволяет исключить неправильную работу модели.

В результате численного моделирования получены графики колебания стопа и якоря ЭМП (рис. 4) и деформации стопа ЭМП (рис. 5) в процессе ударного взаимодействия.

Следует отметить, что при численном моделировании ударного взаимодействия только подвижного якоря и неподвижного стопа без остальных элементов конструкции ЭМП (корпус и пружины) отскок якоря после удара не ограничен противодействующими силами. Также принято допущение, что на катушку электромагнита напряжение подано кратковременно, поэтому отскок также не ограничен электромагнитной силой, действующей на якорь. Такие допущения обоснованы тем, что основной шум создается в момент самого удара, поэтому основное внимание при моделировании уделено процессу удара, принятые допущения позволяют упростить модель и сократить время расчетов и сэкономить вычислительные ресурсы ЭВМ.

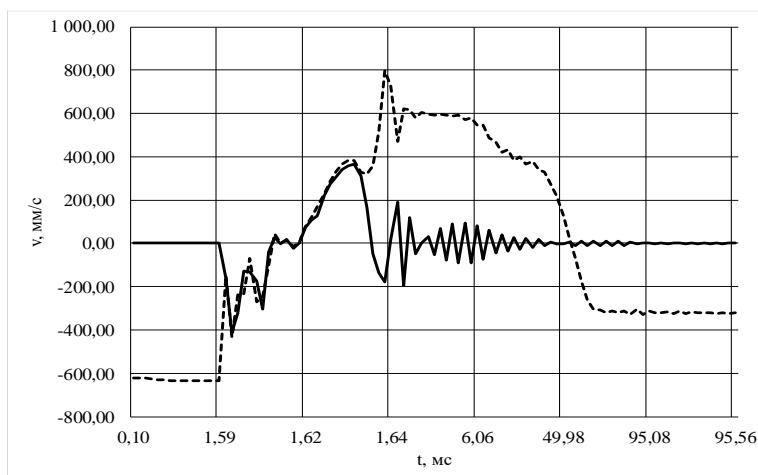


Рис.4 – Скорость колебания стопа (—) и якоря (- - -) ЭМП в процессе ударного взаимодействия в двумерной осесимметричной постановке

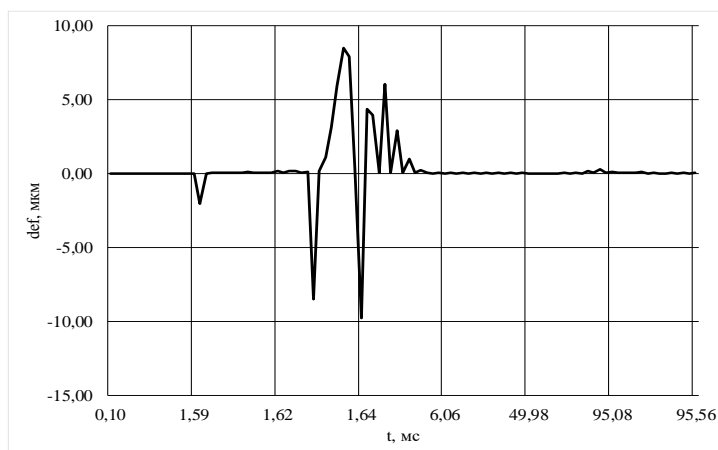


Рис.5 – Деформация стопа ЭМП в процессе ударного взаимодействия в двумерной осесимметричной постановке

Из графика на рис.4 видно, что ударное взаимодействие начинается с момента времени равного 1.59 мс, до момента времени равного 1.63 мс якорь и стоп совершают колебания как единое твердое тело, затем с момента времени 1.63 мс происходит отскок якоря от стопа ЭМП. Ударное взаимодействие происходит за очень короткий промежуток времени, преобразование и распределение энергии между взаимодействующими телами происходит практически мгновенно, что подтверждается теорией [6].

Для моделирования распространения звукового поля от ударного взаимодействия якоря и стопа электромагнита подключаем модуль *Transient Structural* расширение *Extensions ACT Acoustics* [10]. Данное расширение имеет возможность работы с *ANSYS Mechanical* и позволяет производить численное моделирование распространения звуковых полей в трехмерной (3D) постановке, двумерная (2D) постановка при этом не поддерживается.

С целью экономии времени расчета и вычислительных ресурсов ЭВМ построим симметричную относительно двух плоскостей модель (рис.6). На поверхности, через которые проходят плоскости симметрии, накладываются условие *Symmetry Region* и ограничение *Displasment*.



B: Transient Structural

Transient

Time: 0,15 s

23.04.2019 10:48

A Acoustic FSI Interface

B Standard Earth Gravity: 9,8066 m/s²

C Fixed Support

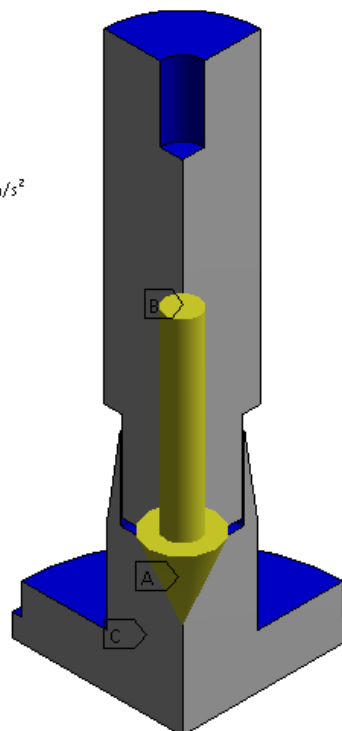


Рис.6 – Трёхмерная симметричная модель для численного моделирования ударного взаимодействия якоря и стопа ЭМП

Условия и ограничения для моделирования ударного взаимодействия накладываются те же, что и для двумерной постановки (рис.3).

Для детектирования (измерения) звукового поля необходимо построить внешние границы вокруг ЭМП, на которых будут проводиться измерения распространения звукового поля от электромагнита. Согласно ГОСТ 19264-82 «Электромагниты управления общие технические условия», проверку уровня шума электромагнита следует проводить по ГОСТ Р 51401-99 «Шум машин. Определение уровней звуковой мощности источников шума по звуковому давлению. Технический метод в существенно свободном звуковом поле над звукоотражающей плоскостью», однако в настоящее время данный стандарт не действителен и взамен него действует одноименный ГОСТ ИСО 3744-2013. Согласно последнему стандарту, при использовании измерительной поверхности в виде параллелепипеда измерительное расстояние от источника шума не должно быть менее 0.25 м. Таким образом, для построенной модели создадим внешние границы, отстоящие от ЭМП на расстояние, равное 250 мм (рис.7), в центр созданной области поместим модель, изображённую на рис.6.

При анализе распространения звукового поля, помимо условий и ограничений в модуле *Transient Structural*, к модели предъявляются дополнительные условия в расширении *ACT Acoustics*:

1. Созданные границы вокруг модели определяются как *Acoustic Body*, со свойствами воздушной среды.
2. Все тела модели при численном моделировании акустики в *ACT Acoustics* объединяются в одну часть (*Path*) [11, 12].



3. На внешнюю границу модели накладывается граничное условие *Radiation Boundary* – условие, позволяющее рассматривать границы как бесконечно удаленные от модели [13].

4. На все твердые тела модели, взаимодействующие со средой распространения звукового поля, накладывается условие *Fluid Solid Interface (FSI)*, позволяющее учесть связь механических процессов (в данном случае ударного взаимодействия якоря и стопа) и процесса возникновения и распространения звукового поля.

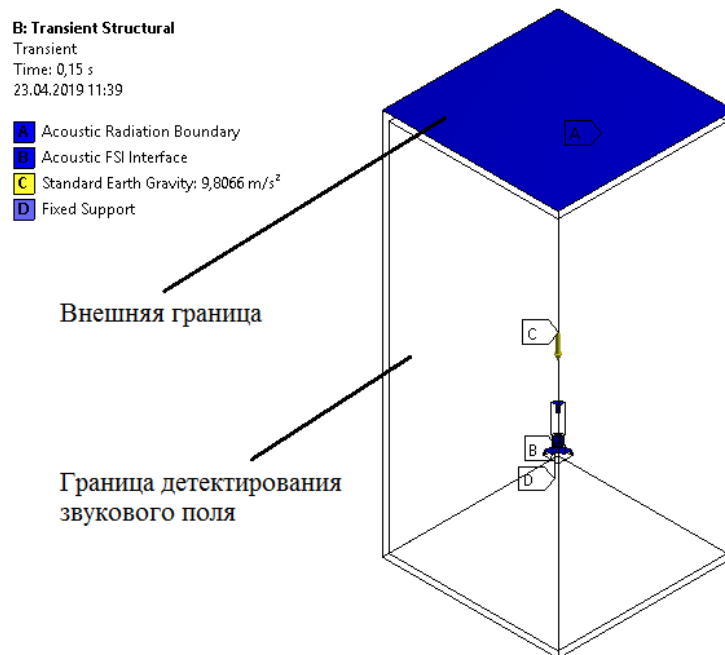


Рис.7 – Трехмерная симметричная модель для численного моделирования распространения звукового поля от ЭМП

Результат численного моделирования ударного взаимодействия и обусловленного им возникновения и распространения звукового поля показан в виде графиков на рис.8-11.

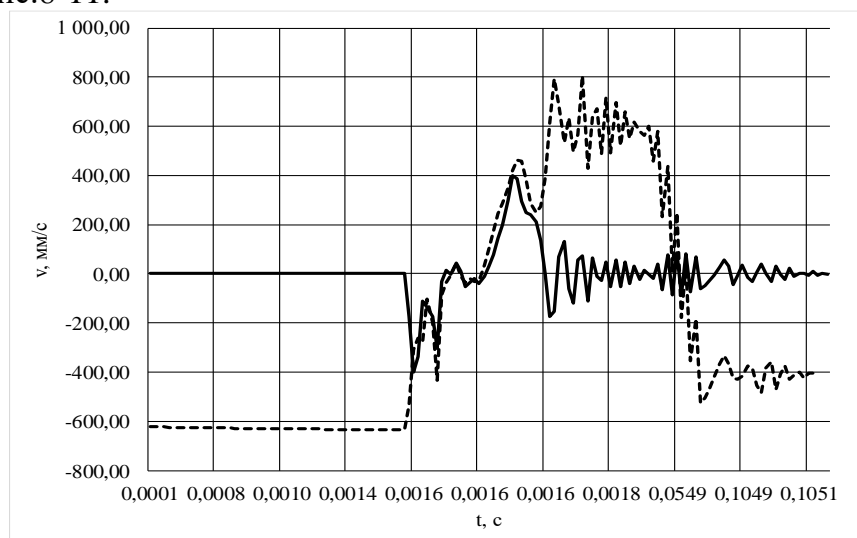


Рис.8 - Скорость колебания стопа(—) и якоря (- - -) ЭМП в процессе ударного взаимодействия в трехмерной симметричной постановке



Следует обратить внимание, что график, изображенный на рис.8, аналогичен графику, изображенному на рис.4, что указывает на корректную постановку задачи и правильно созданную трехмерную симметричную модель (рис.6).

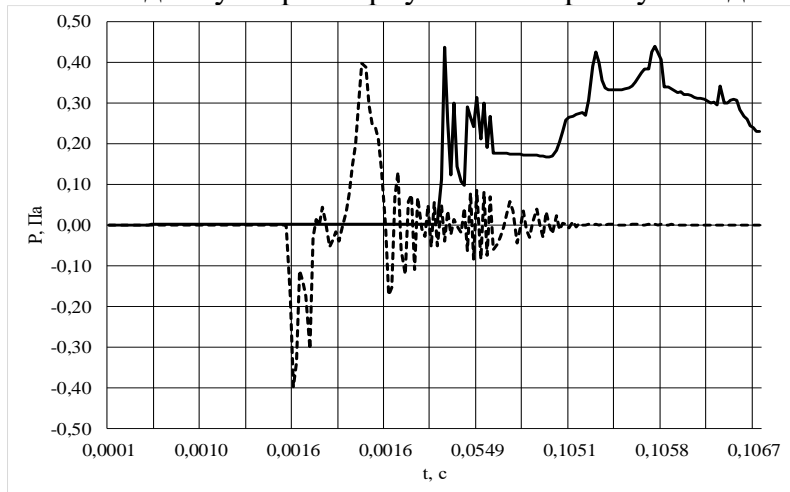


Рис.9 – Акустическое давление (—) на верхнюю границу области измерения звукового поля (рис.7) сведенное с графиком скорости колебания стопа (- - -) при ударном взаимодействии

Как видно из рис.9, между ударом и вызванным им звуком есть расхождение по времени, что подтверждается теорией физики образования и распространения волн [14], а именно наличием в уравнении волны так называемого волнового числа. Следует так же обратить внимание, что звуковое давление в момент удара повторяет форму колебаний стопа и якоря в момент до отскока, что также видно по началу возникновения колебаний и звуковой волны на рис.9.

На рис. 10 представлен график изменения уровня акустического давления (*Sound Pressure Level*) по результату численного моделирования за промежуток времени, соответствующий удару, до отскока якоря от стопа (рис.8). Как видно из рис.10 в момент удара происходит бросок уровня акустического давления до 79 дБ, среднее же значение давления за период моделирования составляет 67 дБ.

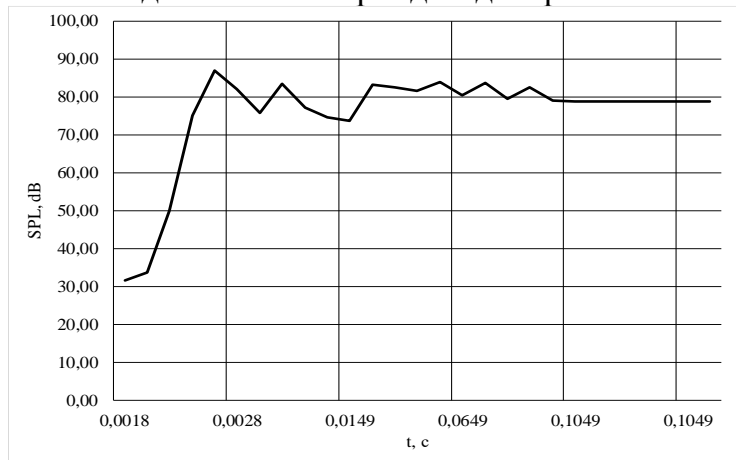


Рис. 10 – Уровень акустического давления (SPL, dB) во время ударного взаимодействия якоря и стопа электромагнита.

На рис. 11 приведена картина распределения звукового давления на верхней и боковой границе измерения во время ударного взаимодействия якоря и стопа (рис.7).

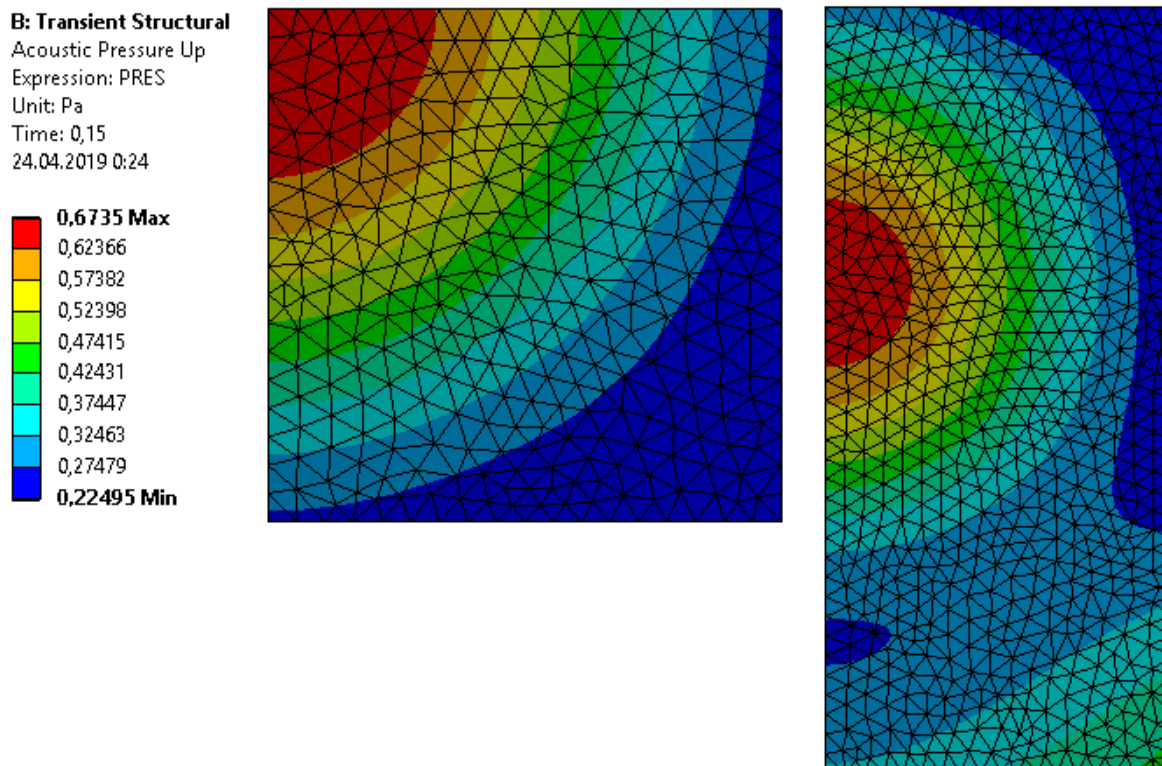


Рис.11 – Распределение звукового давления на границах измерения в момент ударного взаимодействия

Слева – верхняя граница измерения; Справа – боковая граница измерения

Произведем численное моделирование процесса срабатывания ЭМП в сборе (с корпусом и обмоткой), трехмерная модель которого представлена на рис.1. Так как при срабатывании электромагнита на его якорь действует электромагнитная сила, то отскок якоря от стопа электромагнита минимален. Из ранее проведенного численного моделирования (рис.8 и рис.4) видно, что при ударном взаимодействии якоря и стопа ЭМП колебания последних до отскока осуществляется как единое твердое тело. На основании приведенных рассуждений упростим конечную модель с учетом допущения, что отскок якоря электромагнита отсутствует и после удара якорь и стоп ведут себя как единое жесткое тело, это позволит упростить численное моделирование по затратам времени и вычислительных ресурсов ЭВМ. Поскольку электромагнит и внешние границы (рис.7) объединены в одно тело (*Path*), то дополнительных настроек контакта не требуется, достаточно переместить якорь в конечное положение, соответствующее моменту срабатывания ЭМП.

Модель для численного моделирования распространения звукового поля в ЭМП показана на рис.12.

Как видно из рис.12 построенная вокруг ЭМП область распространения звуковой волны, определенная при моделировании как *Acoustic Body*, и имеющая свойства воздушной среды, ведет себя как жидкая среда (*Fluid*) заполняя зазоры ЭМП.

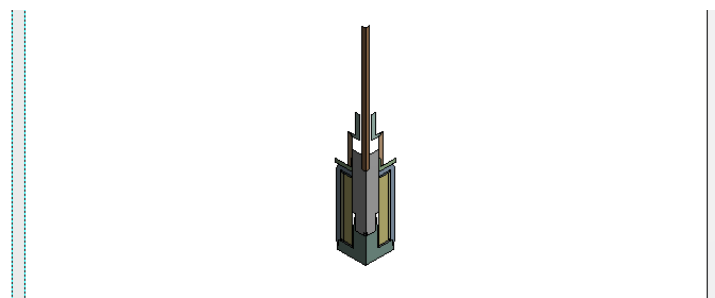


Рис.12 Трехмерная симметричная модель для численного моделирования распространения звукового поля

К модели применены те же условия и ограничения, что и для предыдущих опытов численного моделирования (рис.6, рис.3).

Результаты численного моделирования представлены на рис.13-15.

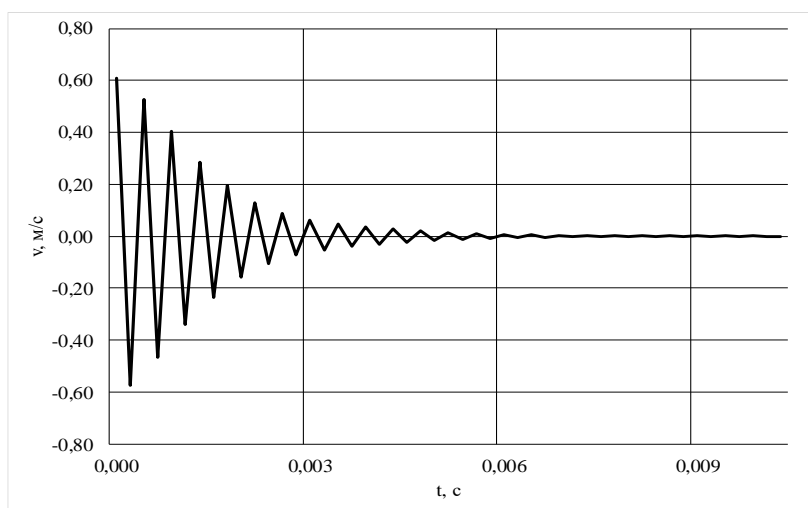


Рис.13 – Скорость колебания якоря и стопа при ударном взаимодействии

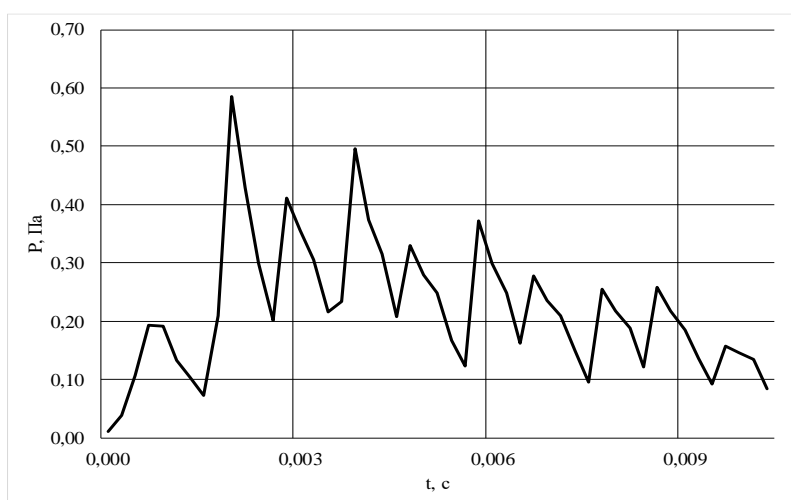


Рис.14 – Акустическое давление на верхнюю границу области измерения звукового поля (рис.7)

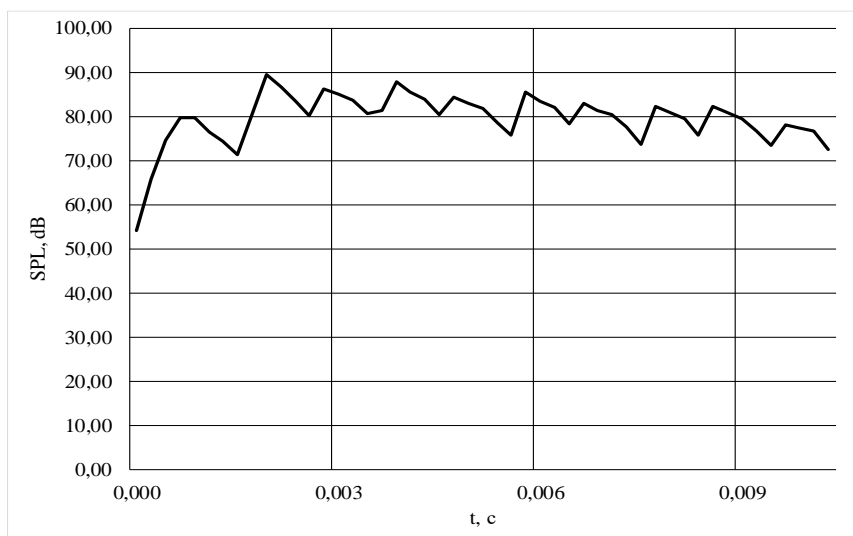


Рис.15 – Уровень акустического давления (SPL, dB) во время ударного взаимодействия якоря и стопа электромагнита.

График на рис.13 отличается от графика на рис.8 из-за принятого допущения, что при ударном взаимодействии якорь и стоп ЭМП совершают колебание как единое твердое тело.

Следует обратить внимание, что частота звука, как правило, совпадает с частотой вызвавшего его механического колебания [15], таким образом, согласно графику колебаний стопа и якоря (рис.13), частота звука, издаваемого электромагнитом при срабатывании, составляет примерно 2.6 кГц, что соответствует диапазону слышимости [15].

На графике рис.14 видно, что кривая звукового давления на верхнюю границу анализируемой поверхности начинается от нуля в момент удара и при затухании колебаний возвращается в нулевое значение, в то же время зависимость на рис.15 не принимает нулевых значений в крайних точках. Это объясняется тем, что для определения уровня звукового давления используется формула [16] $SPL = 20 \cdot \lg(P/P_{REF})$, где P , Па – звуковое давление в определенной точке; $P_{REF} = 20$ мкПа – пороговый уровень слышимости. Таким образом, даже малые отклонения звукового давления P от порогового уровня P_{REF} могут создавать уровень звукового давления десятки децибелл. Как и при моделировании акустического поля от ударного взаимодействия якоря и стопа бросок уровня звукового давления в момент удара достигает величины порядка 80 дБ.

Среднее значение звукового давления за время численного моделирования составляет 57 дБ, что на 10 дБ меньше, чем при моделировании процесса распространения звука при ударном взаимодействии якоря и стопа без корпуса и катушки электромагнита. Уровень звукового давления при этом соответствует требованию ГОСТ19264-82 «Электромагниты управления общие технические условия».

На рис.16 представлено распределение звукового давления в зазоре между катушкой и корпусом электромагнита (рис.1).

На рис. 17 представлена картина распределения звукового давления на верхнюю и боковую границу измерения (рис.7).

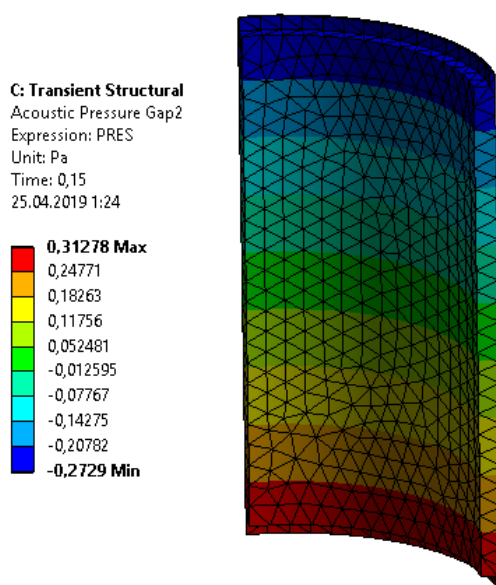
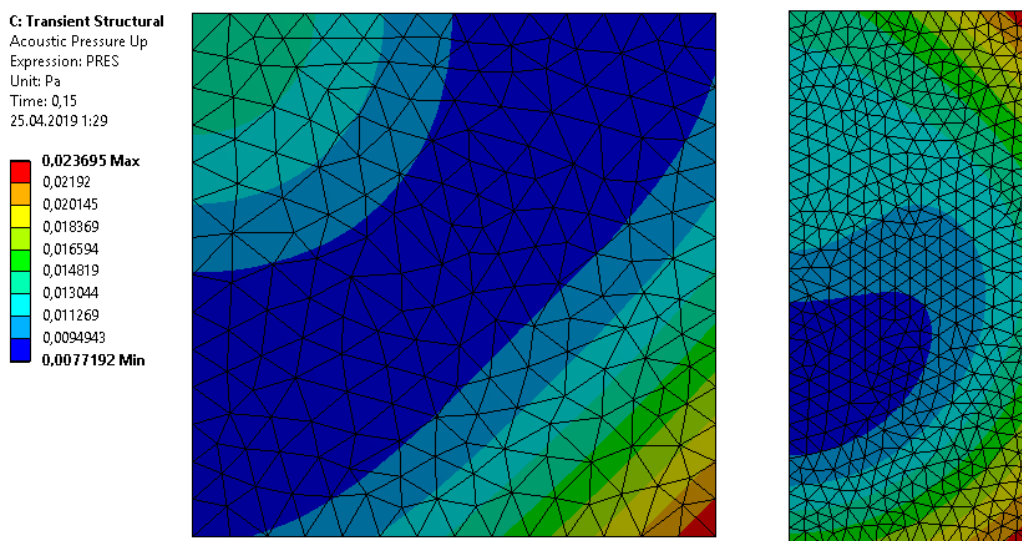


Рис.16 - Распределение звукового давления в зазоре между катушкой и корпусом ЭМП

При сравнении рис.17 и рис.11 видно, что при численном моделировании ЭМП в сборе, распределение звукового давления на границах измерения (рис.7) отличается от модели якоря и стопа. Это объясняется тем, что звуковая волна от ударного взаимодействия якоря и стопа распространяется не непосредственно в воздушную среду, как это было на рис.7, а через корпус, каркас катушки и катушку электромагнита. Таким образом, в данной статье изложены алгоритм, порядок и результаты численного моделирования процесса возникновения и распространения вибрации и шума в программном комплексе *ANSYS Mechanical*. Описаны и обоснованы используемые условия и допущения для оптимизации численной модели по времени моделирования и затратам вычислительных ресурсов ЭВМ. Приведены результаты исследований по численному моделированию виброшумовых характеристик электромагнитного привода и их анализ.



**Рис. 17 - Распределение звукового давления на верхней и боковой границе измерения (рис.7).
Слева – верхняя граница измерения; Справа – боковая граница измерения**



Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда (проект №17-79-10055).

Список цитируемой литературы

1. Батищев Д. В. Методы и алгоритмы проектирования электромагнитных приводов с учетом внешних вибрационных воздействий: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Д. В. Батищев; ЮРГТУ (НПИ). - Новочеркасск: 2011.
2. ГОСТ 24346-80. Вибрация. Термины и определения [Текст]: Vibration. Terms and definitions: государственный стандарт союза ССР: издание официальное: Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 31 июля 1980 г. № 3942: введен 01.01.81. - Переизд. Сентябрь 1981 г. – М.: Изд-во стандартов, 1991. - 31 с.
3. K. Morgan, «Shock & Vibration using ANSYS Mechanical», ANSYS Inc., 27 April 2015. [Online].
4. «Harmonic Analyses», ANSYS Inc., 3 November 2015. [Online]
5. «Transient Analyses», ANSYS Inc., 7 October 2015. [Online]
6. Манжосов В. К. Модели продольного удара / В. К. Манжосов. – Ульяновск: УлГТУ, 2006. – 160 с.
7. Ansys 18.2.2 // Documentation//ANSYS Help//Workbench Simulation//2D Analyses. URL:https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/18.2.2/en-us/help/wb_sim/ds_2d_simulations.html (дата обращения 11.04.2019)
8. ANSYS - Axisymmetric Analysis. URL: http://mae.uta.edu/~lawrence/ansys/thick_cylinder/thick_cylinder.htm (дата обращения 11.04.2019)
9. «Пример настройки контакта в задаче анализа переходного процесса в ANSYS Mechanical» URL: <https://www.youtube.com/watch?v=wV5xmghTR4k> (дата обращения 11.04.2019).
10. «Introduction to Acoustics», ANSYS Inc., 22 June 2016. [Online]
11. «Acoustics analysis of a speaker using FEA tools from ANSYS». URL: <https://www.youtube.com/watch?v=yDfyA0CKa38> (дата обращения 12.04.2019)
12. Acoustics Modeling ANSYS e-Learning CAE Associates. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=A6WoDZU1RxA> (дата обращения 12.04.2019)
13. Ansys 18.2.2 // Documentation // ANSYS Help // Workbench Simulation // Acoustic Radiation Boundary. https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/18.2.2/en-us/help/wb_sim/ds_acoustic_radiation.html (дата обращения 12.04.2019)
14. Физика. Волны: учебное пособие / А. Д. Андреев, С. Н. Колгатин, Л. М. Черных; СПбГУТ. – СПб., 2015. – 40 с.
15. Красильников В.А., Крылов В.В. Введение в физическую акустику. М.: Наука, 1984. — 403 с.
16. Тейлор Р. Шум / Под ред. М. А. Исаковича. — М.: «Мир», 1978. — 308 с.

© А.С. Крамаров, Д.В. Батищев, А.В. Павленко, И.А. Большенко, 2019