

---

**ЯДЕРНАЯ ЭНЕРГЕТИКА И АТОМНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ**

---

УДК 621.039.53

EDN TMHEGG

**ПРИМЕНЕНИЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ  
ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОЦЕССА ПОДБОРА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ  
ХАРАКТЕРИСТИК ДЕМПФИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ****С.А. Душев**ORCID: 0009-0009-0262-6094 e-mail: [dushev@okbm.nnov.ru](mailto:dushev@okbm.nnov.ru)АО «ОКБМ Африкантов»  
Нижний Новгород, Россия**Д.А. Лапшин**ORCID: 0009-0001-2801-1102 e-mail: [lapshin\\_da@okbm.nnov.ru](mailto:lapshin_da@okbm.nnov.ru)АО «ОКБМ Африкантов»  
Нижний Новгород, Россия**С.Н. Пичков**ORCID: 0009-0006-7251-7123 e-mail: [pichkov@okbm.nnov.ru](mailto:pichkov@okbm.nnov.ru)АО «ОКБМ Африкантов»  
Нижний Новгород, Россия**В.В. Шорохов**ORCID: 0009-0007-8939-2504 e-mail: [shorokhov\\_vv@okbm.nnov.ru](mailto:shorokhov_vv@okbm.nnov.ru)АО «ОКБМ Африкантов»  
Нижний Новгород, Россия

Описаны методы и средства, позволяющие оптимизировать и структурировать процесс подбора геометрических параметров демпфирующих устройств. Для оптимизации был использован язык сценариев APDL, значительно сокращающий время на построение конечно-элементных и расчетных моделей с учетом всех особенностей задач, связанных с высокоинтенсивными динамическими нагрузками. Использование представленного подхода позволило провести анализ большого количества данных, определяющих поглощающую способность демпфирующих устройств для транспортных упаковочных комплексов (ТУК). Представлены целевые критерии, принимающиеся во внимание при оценке эффективности демпфирующего устройства, в качестве примера рассмотрен процесс подбора характеристик демпфирующего устройства по исследуемым параметрам. Полученные с помощью комплекса макросов данные позволили детально изучить взаимное влияние геометрических параметров демпфирующего устройства на его свойства и структурировать процесс подбора данных параметров. Получен экономический эффект за счет возможного отказа от дорогостоящих натурных испытаний при проектировании и существенного сокращения времени и цифровых ресурсов при разработке изделий.

**Ключевые слова:** параметрическое моделирование; динамические воздействия высокой интенсивности; напряженно-деформированное состояние; транспортные упаковочные комплексы; демпфирующие устройства различного назначения.

**ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ:** Душев, С.А. Применение параметрического моделирования для оптимизации процесса подбора геометрических характеристик демпфирующих устройств / С.А. Душев, Д.А. Лапшин, С.Н. Пичков, В.В. Шорохов // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. 2026. № 2. С. 40-56. EDN: TMHEGG

**APPLICATION OF PARAMETRIC MODELING  
FOR OPTIMIZATION OF SELECTION PROCESS  
OF DAMPING DEVICES GEOMETRIC CHARACTERISTICS**

**S.A. Dushev**

ORCID: **0009-0009-0262-6094** e-mail: **dushev@okbm.nnov.ru**

Afrikantov OKBM JSC  
*Nizhny Novgorod, Russia*

**D.A. Lapshin**

ORCID: **0009-0001-2801-1102** e-mail: **lapshin\_da@okbm.nnov.ru**

Afrikantov OKBM JSC  
*Nizhny Novgorod, Russia*

**S.N. Pichkov**

ORCID: **0009-0006-7251-7123** e-mail: **pichkov@okbm.nnov.ru**

Afrikantov OKBM JSC  
*Nizhny Novgorod, Russia*

**V.V. Shorokhov**

ORCID: **0000-0003-0637-7004** e-mail: **shorokhov\_vv@okbm.nnov.ru**

Afrikantov OKBM JSC  
*Nizhny Novgorod, Russia*

**Abstract.** This paper describes methods and tools for optimizing and structuring the process of selecting the geometric parameters of damping devices. The APDL scripting language was used for optimization, which significantly reduced the time for constructing finite element and computational models, taking into account all the features of problems associated with high-intensity dynamic loads. The use of the applied approach made it possible to analyze a large amount of data determining the absorption capacity of damping devices for transport packaging kits. The target criteria taken into account when assessing the effectiveness of a damping device are presented. As an example, the process of selecting damping device characteristics based on the parameters under study is considered. The data obtained using a set of macros made it possible to study in detail the mutual influence of the geometric parameters of the damping device on its properties and to structure the process of selecting these parameters. Economic effect was achieved due to the possible elimination of expensive full-scale testing during design process and a significant reduction in time and digital resources in the development of the designed products.

**Key words:** parametric modeling; high-intensity dynamic effects; stress-strain state; transport packaging kits; damping devices for various purposes.

**FOR CITATION:** Dushev S.A., Lapshin D.A., Pichkov S.N. and Shorokhov V.V. Application of parametric modeling for optimization of selection process of damping devices geometric characteristics. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2026. № 2. Pp. 40-56. EDN: TMHEGG

## Введение

Проблема обеспечения прочности и конструкционной целостности оборудования ядерных энергетических установок при эксплуатационных нагрузках является весьма актуальной. Ответственными объектами использования атомной энергетики (ОИАЭ) являются транспортные упаковочные комплекты (ТУК), предназначенные для транспортировки отработавшего ядерного топлива и радиоактивных отходов и разработанные для сбалансированного завершения ядерного топливного цикла. Согласно требованиям различных нормативных документов, они должны быть спроектированы с учетом широкого спектра различных режимов нагружения. Динамические нагрузки техногенного происхождения и высокой интенсивности зачастую являются здесь определяющими. Примером такого воздействия является падение ТУК при выполнении транспортно-технологических операций на ОИАЭ. При несоответствии проектируемых изделий условиям прочности и целостности оно может привести к серьезным нарушениям требований радиационной безопасности.

Разрабатываемое оборудование, соответственно, должно отвечать требованиям динамической прочности, что подразумевает наличие достаточной толщины конструктивных элементов, отвечающих за функционал. С другой стороны, необходимо минимизировать воздействие падающего оборудования на поверхность, с которой происходит соударение, что предполагает снижение металлоемкости падающих изделий. Для оптимизации данного противоречия может быть предложено существенное снижение перегрузок, возникающих в результате соударений, за счет эффективного демпфирования. Подбор эффективного демпфирующего устройства – сложная многоитерационная задача, требующая трудоемких исследований. При ее решении посредством натуральных экспериментов она становится ощутимо дорогостоящей. Актуальными становятся математические исследования с созданием цифровых моделей.

Точность математического анализа при создании цифровых моделей во многом зависит от применяемых методик, используемых программных комплексов и экспериментальных данных для создания расчетных геометрических моделей и моделей упругопластического поведения используемых конструкционных материалов. В работе [1] освещены основы конструкционного демпфирования, которое осуществляется за счет различных внутренних и внешних механизмов сопротивления, вызывающих потери энергии в конструкции. Конструкционное демпфирование, рассматриваемое в данной работе, относится к внутренним механизмам.

Различают конструкционное демпфирование, осуществляемое за счет поглощения энергии удара путем неупругого сопротивления материала деформируемых элементов конструкций (значительного пластического деформирования), и осуществляемое за счет поглощения энергии удара работой сил трения в сочленениях элементов. Независимо от природы энергетических потерь, основной характеристикой демпфирующих свойств механических систем принято считать относительное рассеяние энергии, также называемое коэффициентом поглощения, под которым понимают отношение необратимо рассеянной энергии за цикл нагружения к амплитудному значению энергии перемещения.

В настоящей работе рассматривается демпфирующее устройство для ТУК, осуществляющее поглощение энергии за счет неупругого сопротивления предназначенное для снижения перегрузок в транспортных упаковочных комплектах. Данный демпфер представляет собой сварную конструкцию, образованную двумя кольцевыми пластинами, между которыми должны быть размещены радиально установленные пластинчатые ребра различной высоты, выполненные с незначительным предварительным изгибом (рис. 1).

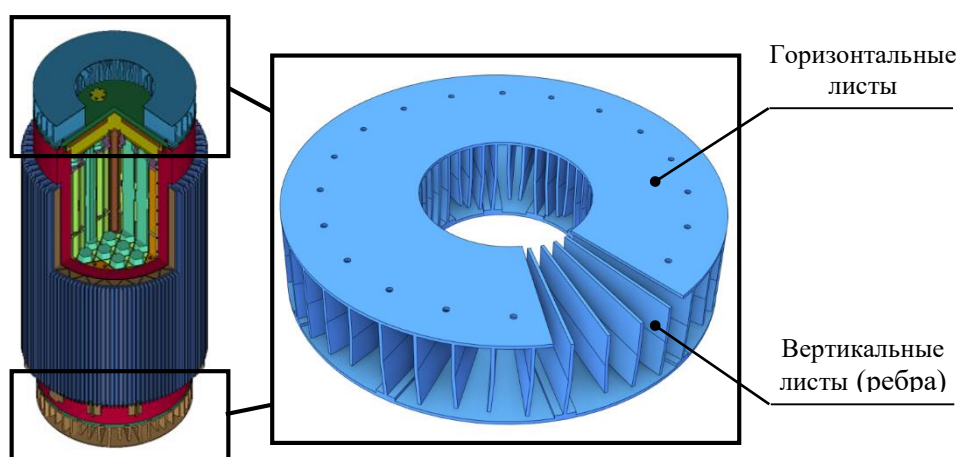


Рис. 1. Внешний вид рассматриваемого демпфирующего устройства для ТУК

Fig. 1. External appearance of the damping device under consideration for TPS

Различное оборудование имеет разные массогабаритные характеристики (форма, размеры, расположение центра масс и др.), соответственно, геометрические параметры демпфирующих устройств являются уникальными для каждой единицы оборудования и требуют подбора геометрических параметров, которые позволят демпферу выполнять свои функции наиболее эффективно. Также критериями оптимизации изделий являются их технологичность и унификация. Подбор всех параметров затруднен тем, что оптимальные размеры невозможно определить аналитическими методами из-за высокой сложности процесса деформирования демпфирующего устройства сопровождающегося нелинейными формоизменениями. Решение данных задач стало возможным при использовании программных комплексов (ANSYS, LS-DYNA, ABAQUS, ЛОГОС и т.д.), основанных на численном моделировании конечно-элементными методами и позволяющих решать уравнения механики сплошной среды для определения напряженно-деформированного состояния узлов и элементов конструкций в условиях интенсивного динамического нагружения.

Задача подбора оптимальных геометрических параметров демпфера является итерационной, что подразумевает подготовку расчетных конечно-элементных моделей (КЭМ), проведение численных экспериментов и анализ результатов для большого количества демпфирующих устройств с разными геометрическими параметрами, соответственно, данный процесс занимает большое количество времени и вычислительных ресурсов. Также он затруднен тем, что при расчете нестационарных задач, связанных с высокоинтенсивным динамическим нагружением, КЭМ должна быть структурированной и обладать высоким качеством для минимизации накопления ошибки в процессе расчета. В данной работе представлено описание методов, позволяющих оптимизировать процесс подбора геометрических параметров демпфирующих устройств путем параметрического моделирования и автоматизирования со структурированным процессом анализа полученных результатов.

### **Используемый программный комплекс и модели поведения материала**

Сформулированная задача, связанная с высокоинтенсивным динамическим нагружением, отличается значительной сложностью геометрической и физической нелинейностью, локальностью силовых воздействий, а также временной неоднородностью материала. Программным комплексом, позволяющим решать нестационарные задачи, связанные с высокоинтенсивным динамическим нагружением, является ПК ANSYS/LS-DYNA. LS-DYNA – многоцелевая программа, предназначенная для решения трехмерных динамических нелинейных задач механики деформируемого твердого тела [2, 3]. В LS-DYNA реализованы эффективные методы решения задач: явный и неявный метод интегрирования конечных элементов, многокомпонентная гидродинамика, бессеточный метод, метод Галеркина. Благодаря поддержке различных методов расчета и интеграции с CAD/CAE-системами, LS-DYNA считается одним из самых гибких и универсальных решателей нелинейной динамики.

Библиотека моделей материалов LS-DYNA включает более 120 типов металлов, композитных материалов, грунтов, керамики, стекла, пенополиуретанов, жидких и газообразных сред, взрывчатых веществ в условиях термомеханического воздействия, в условиях больших давлений, скоростей деформаций и температур. Здесь представлено более 30 моделей контактно-ударных алгоритмов, которые учитывают все особенности взаимодействия контактирующих сред: скольжение, сухое и вязкое трение, тепловой контакт, отлипание, вязкое и хрупкое разрушение, пробивание, контакт абсолютно твердых тел с деформируемыми структурами и между собой, сварные, болтовые и заклепочные соединения. Данная библиотека позволяет определять реакции деформируемой механической системы на заданное возмущение. В результате решения задачи программа дает возможность определить перемещения, скорости, ускорения элементов этой системы, напряжения и деформации в них, а также производные от них величины. При решении учитываются силы инерции, а искомые величины ищутся как

функции времени. LS-DYNA включает большой набор элементов с упрощенной (одноточечной) и полной схемой интегрирования.

Задача расчета падения оборудования выполняется по явной схеме интегрирования уравнений динамики. Явный метод решения, используемый LS-DYNA, обеспечивает наиболее эффективный расчет быстротекущих процессов, высокоскоростных процессов с большими динамическими деформациями, квазистатических задач с большими деформациями и высокой нелинейностью, а также сложных задач контакта, решение которых организовано удобнее, чем в обычном ANSYS. Вместо специальных контактных элементов назначаются контактные пары (возможен и автоматический поиск контактирующих пар). Учитывается не только статический, но и динамический коэффициент трения, зависящий от относительных скоростей на поверхностях контакта. Явными методами называют методы решения уравнения динамики, не связанные с решением систем уравнений, а использующие рекуррентные соотношения, выражающие перемещения, скорости и ускорения на данном шаге через их значения на предшествующих шагах. Такая методика подразумевает малые шаги и достаточно мелкую разбивку, чтобы правильно описать диагональной матрицей распределение масс. Вместе с тем, малый шаг позволяет отследить все изменения в характеристиках конструкции и ее поведении. Поскольку вместо решения полной системы уравнений выполняется умножение на матрицы элементов, положительной определенности матрицы жесткости не требуется. Даже при распадении модели на отдельные элементы, выполнение умножения всегда удается. Срыва нелинейного решения не происходит.

Отметим еще одно важное обстоятельство. При ударе в конструкции индуцируются обычно короткие по длине волны вибрационной природы. Для их описания конечными элементами необходимо обеспечить большое число степеней свободы. Это может быть сделано или благодаря увеличению числа конечных элементов, или применением элементов с большим числом степеней свободы (в частности, узловыми скоростями и ускорениями).

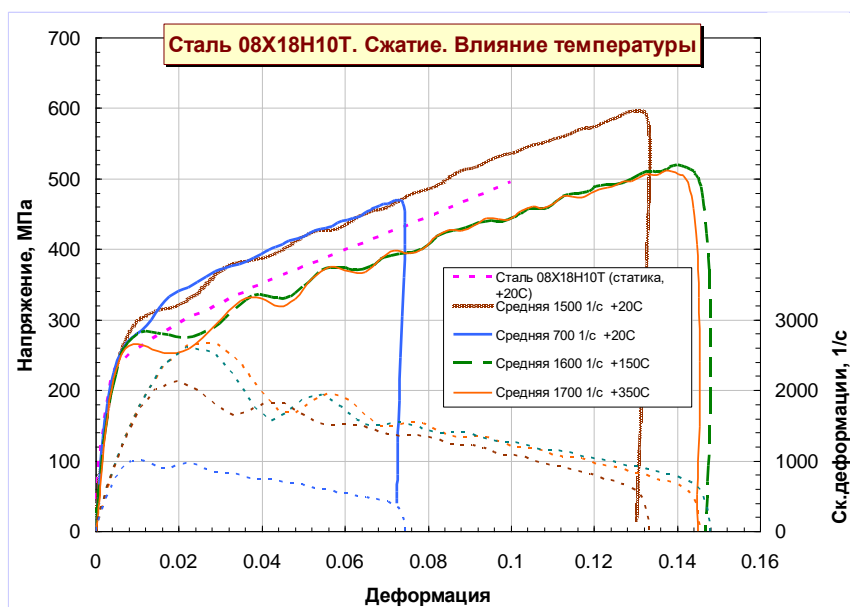


Рис. 2. Диаграммы деформирования стали 08X18N10T при сжатии при различных температурах и скоростях деформации

Fig. 2. Strain diagrams for 08Kh18N10T steel under compression at various temperatures and strain rates

Нагрузки вводятся массивами по времени и соответствуют одному шагу нагружения. Размер шага определяется скоростью звука в материале и наименьшим размером ребра элемента в модели и вычисляется автоматически. В случае высокоскоростного динамического

нагружения, сопровождающегося значительным пластическим деформированием, необходимо иметь действительные диаграммы, которые получаются на основе расчетно-экспериментальных исследований путем определения параметров математической модели деформирования материалов. В качестве конструкционного материала демпфирующего устройства принята сталь аустенитно класса 08X18H10T. При помощи экспериментальных исследований методом Кольского по схеме Николоса [4] для нее были получены диаграммы деформирования в условиях сжатия и растяжения при различных скоростях деформации и температуры (рис. 2). Подробные результаты экспериментальных исследований представлены в [5, 6].

По результатам экспериментальных исследований деформирования стали 08X18H10T при статическом и динамическом нагружениях по средствам решения оптимизационной задачи определены параметры модели *Jonson-Cook* из библиотеки LS-DYNA. Модель *Jonson-Cook* определяет напряжение текучести как функцию деформации, скорости деформации и температуры и имеет следующий вид [7]:

$$\sigma_{JC} = (A + B \cdot \varepsilon_p^n) \cdot (1 + C \cdot \ln \dot{\varepsilon}^*) \cdot (1 - T^{*m}),$$

где  $A + B \cdot \varepsilon_p^n$  – статическая составляющая;  $1 + C \cdot \ln \dot{\varepsilon}^*$  – динамическая составляющая;  $1 - T^{*m}$  – температурная составляющая; A, B, C, n, m – постоянные материала;  $\varepsilon_p$  – эффективная пластическая деформация;  $\dot{\varepsilon}^* = \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0}$  – безразмерная пластическая скорость деформации ( $\dot{\varepsilon}_0 = 1 \frac{1}{c}$ );

$T^* = \frac{T - T_0}{T_m - T_0}$  – модифицированная гомологическая температура;  $T_0 = 293$  К и  $T_m = 1723$  К – соответственно температура окружающей среды и температура плавления материала.

Параметры, определенные по результатам исследований, заданы в соответствующей модели материала *Jonson-Cook* (A, B, n, C, C2, p, m) из библиотеки LS-DYNA.

### Параметрическое моделирование

Для оптимизации подготовки большого количества расчетных моделей демпфирующих устройств было принято решение о применении параметрического моделирования посредством языка сценариев APDL программного комплекса ANSYS. APDL (Ansys Parametric Design Language) – язык сценариев, который можно использовать для автоматизации распространенных задач и построения геометрической и КЭМ путем задания параметров (переменных, определенных пользователем) в механике твердого тела, гидро- и аэродинамике, термодинамике и др. Эта особенность позволяет получать не только решения серии задач для изменяющихся в разных диапазонах параметров, но и проводить оптимизацию конструкции, не используя специализированный модуль ANSYS. Помимо этого, в отличие от специализированного модуля ANSYS, язык сценариев APDL позволяет построить структурированную КЭМ высокого качества, релевантную для расчета нестационарных задач, связанных с высокоинтенсивным динамическим нагружением [8].

Для моделирования демпфирующих устройств при помощи языка сценариев APDL был подготовлен комплекс макросов, работа которых включает в себя следующие этапы:

- обработка исходных данных (параметров геометрии и конечно-элементной модели демпфирующего устройства, нагрузок и граничных условий) заданных пользователем;
- построение геометрической модели демпфирующего устройства;
- построение конечно-элементной сетки;
- приложение нагрузок и граничных условий;
- формирование расчетного «.k» файла.

В качестве исходных данных принимаются следующие параметры демпфирующего устройства (рис. 3):

- наружный  $D_n$  и внутренний  $D_v$  диаметр;
- толщина горизонтальных листов демпфера  $S_g$ ;
- толщина демпфирующих ребер  $S_d$ ;
- высота демпфера  $h$ ;
- количество повторяющихся сегментов ребер;
- угол наклона демпфирующих ребер  $\alpha_d$ .

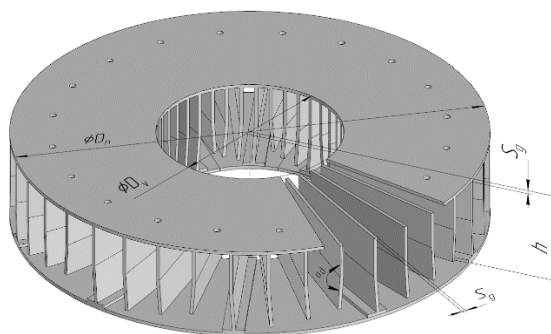


Рис. 3. Регулируемые параметры демпфирующего устройства

Fig. 3. Adjustable parameters of the damping device

Результат параметрического моделирования геометрии демпфирующих устройств с различными параметрами представлен на рис. 4.

$D_n=2.17$   
 $D_v=0.85$   
 $S_g=0.02$   
 $S_d=0.04$   
 $h=0.45$   
 $Num\_seg=6$   
 $Angd=4$

$D_n=1.9$   
 $D_v=1.1$   
 $S_g=0.04$   
 $S_d=0.02$   
 $h=0.7$   
 $Num\_seg=10$   
 $Angd=8$

$D_n=2.4$   
 $D_v=0.5$   
 $S_g=0.02$   
 $S_d=0.02$   
 $h=0.55$   
 $Num\_seg=8$   
 $Angd=2$

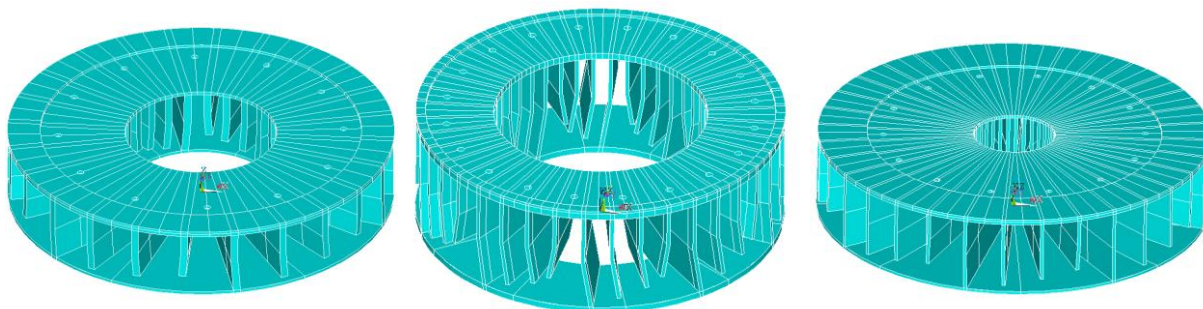
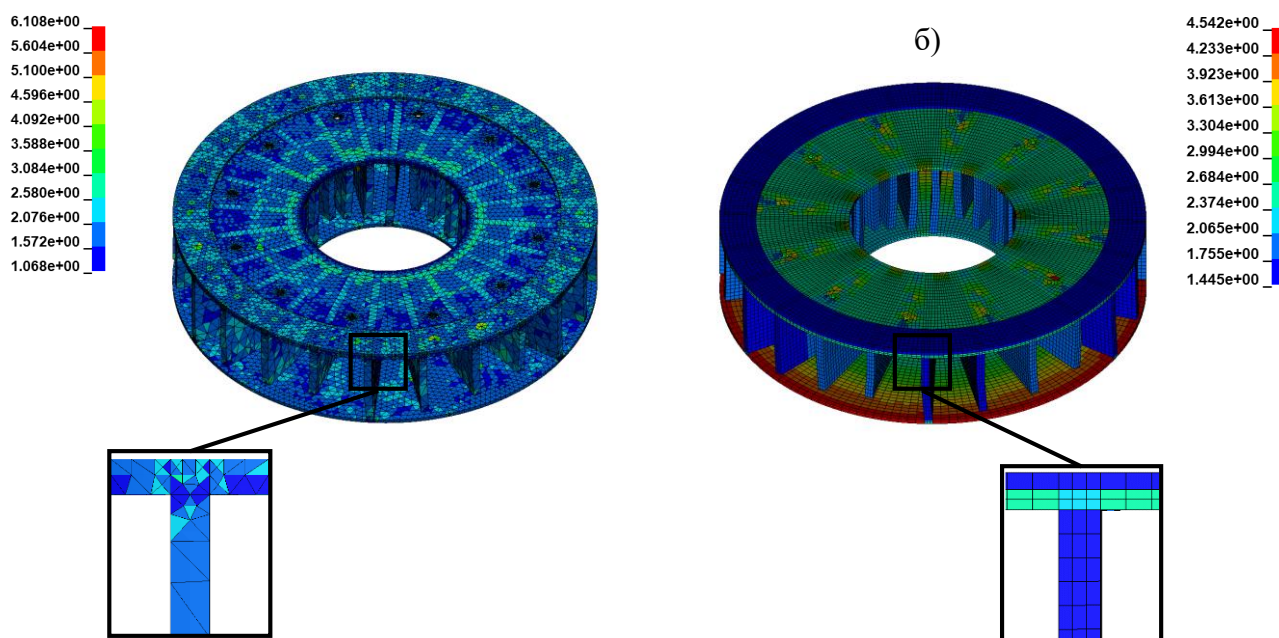


Рис. 4. Результат параметрического моделирования геометрии демпфирующих устройств

Fig. 4. Result of parametric modeling of the damping device geometry

Поскольку одним из наиболее нагруженных узлов являются элементы крепежа демпфирующего устройства, постольку существует возможность задания количества и параметров (диаметр, диаметр расположения) болтовых соединений. Помимо демпфирующего устройства, задаются параметры макета корпуса оборудования, к которому оно крепится (высота, толщина стенки, масса). После построения геометрической модели, ввиду условной симметрии конструкции, нагрузок и граничных условий для снижения затрачиваемых на расчет машинных ресурсов оставляется только половина геометрической модели. При ее построении (рис. 4) элементы конструкции разбиваются на элементарные объемы для построения регулярной структурированной КЭМ. Это способствует более точным результатам динамического расчета в сравнении с тетраэдрической КЭМ за счет снижения скорости накопления ошибки

виду более высокого качества элементов. Качество КЭМ в данном случае определяется по аспектному соотношению (aspect ratio), т.е. отношению размеров элементов относительно друг друга. На рис. 5 представлено сравнение аспектного отношения КЭМ построенных автоматически с помощью тетраэдрических элементов, а также структурированных гексагональных элементов при примерно одинаковом количестве элементов.



**Рис. 5. Сравнение аспектного отношения конечно элементных моделей:**  
*а – тетраэдрические элементы; б – структурированные гексагональные элементы*

**Fig. 5. Comparison of the aspect ratio of finite element models**  
*a – tetrahedral elements; b – structured hexagonal elements*

В данном случае аспектное соотношение тетраэдрических элементов выше, чем гексагональных. При этом очевидно, что при том же количестве элементов листы и ребра демфирующего устройства включают в себя 1-2 элемента по толщине стенки, что недопустимо при моделировании тонкостенных структур (рекомендуется минимум три элемента по толщине стенки для корректного расчета при деформациях, характеризующихся изгибом). Можно сделать вывод о необходимости построения структурированной гексагональной КЭМ. Это является трудоемким процессом, в частности, из-за необходимости разделения элементов конструкции на элементарные объемы. Логика написанных макросов решает данную проблему и автоматически устанавливает настройки КЭМ (размер элементов, количество делений определенных граней). После ее построения автоматически учитываются характеристики моделей поведения материалов, используемых в различных элементах конструкции, создаются контактные взаимодействия, а также нагрузки и граничные условия: скорость падения, ускорение свободного падения, условие симметрии, преграда с жестким соударением. В итоге создается рабочий файл, готовый к запуску на расчет без дополнительных доработок. Окончательный результат работы комплекса макросов представлен на рис. 6.

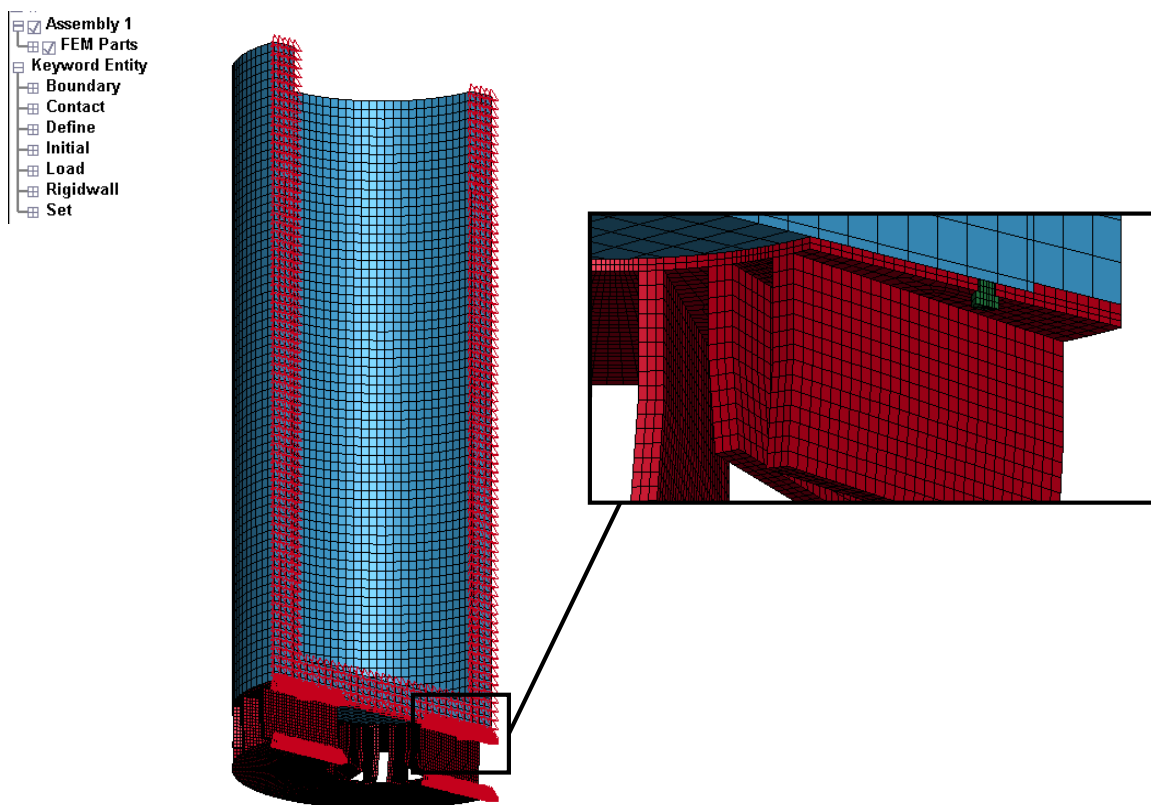


Рис. 6. Расчетная модель, созданная по средствам параметрического моделирования

Fig. 6. Computational model created using parametric modeling

### Методика подбора оптимальных параметров демпфирующих устройств

Главным назначением демпфирующих устройств механического типа является снижение нагрузок, возникающих в различном оборудовании в силу плавного поглощения кинетической энергии за счет пластического деформирования материала. Следовательно, основным критерием подбора параметров демпфирующего устройства являются ускорения, возникающие в исследуемом объекте и его внутреннем содержимом при соударении. Общий вид графика ускорений представлен на рис. 7. С точки зрения возникающих ускорений, процесс падения оборудования с рассматриваемого демпфирующего устройства можно разделить на следующие этапы, отраженные на графике: соударение демпфера с жестким основанием; накопление пластических деформаций в ребрах демпфирующего устройства; полная остановка и смена направления движения на противоположное (отскок конструкции).

График ускорения имеет два пиковых значения. Первое из них возникает за счет первичного соударения конструкции с жестким основанием и зависит в основном от жесткости демпфирующего устройства, соответственно, слишком высокая жесткость (которая, в свою очередь, определяется толщиной, количеством ребер и углом их наклона) может привести к большим перегрузкам в момент соударения с жестким основанием. Второе пиковое значение возникает при остановке демпфируемого устройства. В идеальном случае происходит плавная остановка за счет постепенного накопления пластических деформаций. Если жесткость и металлоемкость демпфирующего устройства недостаточна для поглощения необходимого количества кинетической энергии, остановка может произойти с высокими перегрузками ввиду достижения максимально возможного деформирования демпфирующих ребер. Очевидно, что для минимизации возникающих в демпфируемом оборудовании перегрузок необходимо подобрать параметры таким образом, чтобы жесткость была оптимальной, так как отклонение параметров от оптимальных значений в любом направлении приведут к увеличению ускорений.

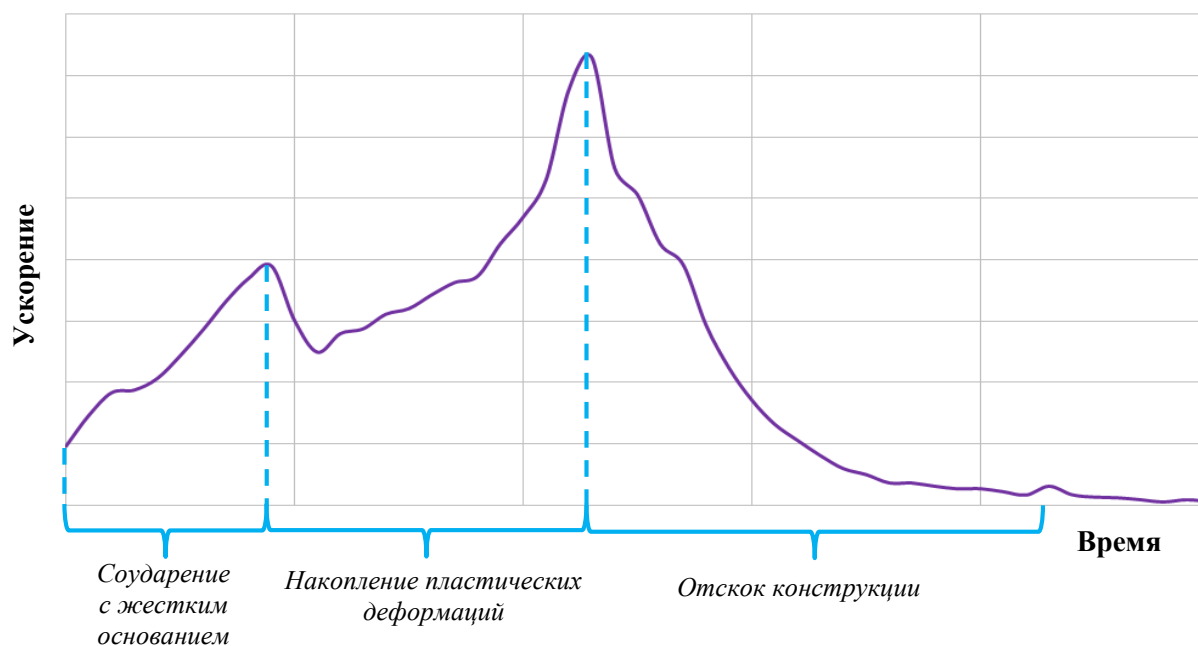


Рис. 7. Характер изменения ускорений в демпфируемом оборудовании в общем случае

Fig. 7. General character of acceleration changes in damped equipment

Помимо значения ускорений, возникающих в оборудовании, важным параметром является также относительное количество поглощенной демпфером кинетической энергии. Помимо пластических деформаций, возникают также упругие, потенциальная энергия которых переходит в кинетическую энергию при отскоке. Во-первых, отскок приводит к дополнительным соударениям, а поведение контейнера после него сложно спрогнозировать. Во-вторых, после смены направления движения корпуса демпфируемого оборудования в результате отскока, содержимое корпуса в отдельных случаях может продолжать движение по инерции в противофазе, что приводит к дополнительным перегрузкам.

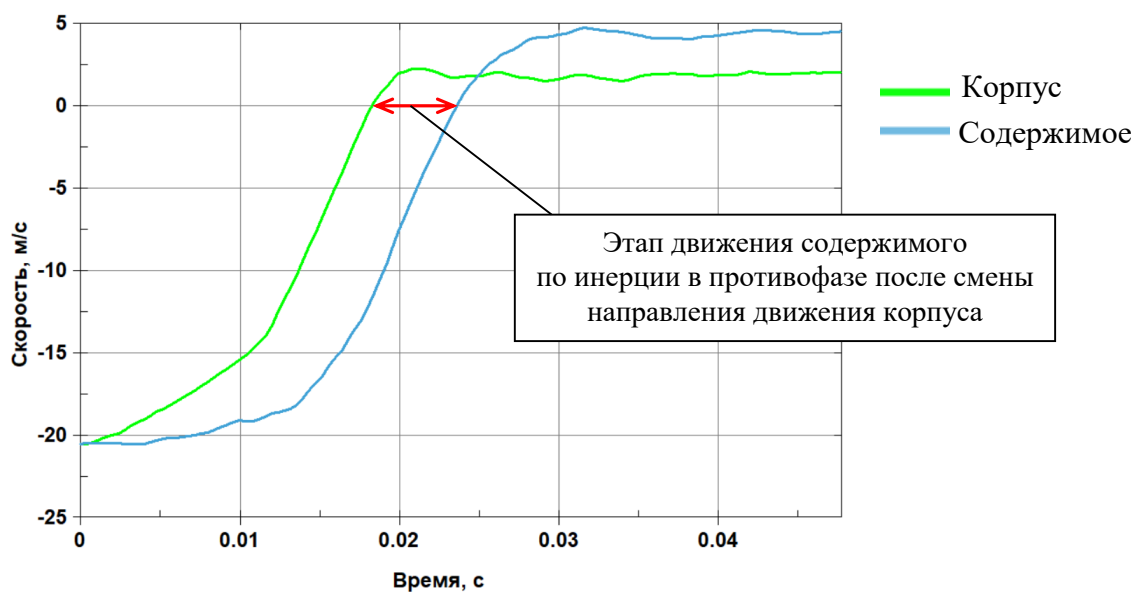


Рис. 8. Характерный случай движения корпуса и его содержимого в противофазе в процессе соударения

Fig. 8. Typical case of out-of-phase motion of the housing and its contents during impact

На рис. 8 представлены графики изменения скорости для корпуса оборудования и его содержимого для случая движения в противофазе. Исходя из этого, параметры демпфирующего устройства должны подбираться таким образом, чтобы минимизировать количество поглощенной кинетической энергии.

При проектировании демпфирующего устройства и подборе его геометрических параметров, помимо целевых критериев, необходимо также руководствоваться технологическими, номенклатурными и эксплуатационными ограничениями. Особенности технологического процесса изготовления демпфирующих устройств накладывают ограничения на минимальное расстояние между ребрами жесткости, соответственно, ограничивая их количество. Масса и высота демпфирующего устройства, в свою очередь, может зависеть от особенностей транспортно-технологических операций, которые накладывают ограничения на массогабаритные характеристики в процессе эксплуатации. Также при проведении сравнительного анализа и выборе изменяемых параметров должна учитываться номенклатура применяемого металлопроката. Указанные выше, а также специфичные для отдельных случаев ограничения необходимо учитывать при оптимизации геометрических параметров демпфирующих устройств.

### **Анализ и подбор оптимальных параметров демпфирующего устройства**

В качестве примера было рассмотрено демпфирующее устройство для оборудования, корпус которого представляет цилиндрическую обечайку со следующими параметрами:

- диаметр  $d = 2,2$  м;
- высота  $h = 4,8$  м;
- толщина стенки  $s = 0,2$  м;
- масса  $m = 50\,000$  кг.

В качестве исходного события принималось падение в вертикальном положении с высоты 9 м (скорость в момент соударения составляет 13,3 м/с). В качестве изменяемых параметров демпфирующего устройства в данном примере была выбрана толщина ребер и их количество, так как они в наибольшей степени влияют на жесткостные характеристики. Наружный диаметр демпфирующего устройства принят равным наружному диаметру корпуса. Ввиду необходимости анализа большого количества данных, влияние остальных параметров (высота демпфирующего устройства, внутренний диаметр, толщина горизонтальных листов, угол наклона ребер и др.) на характеристики демпфирующего устройства в этой работе не рассматривалось. Они были приняты с учетом опыта проектирования и оставались неизменными в процессе анализа.

В конечном счете, были рассмотрены и проанализированы демпфирующие устройства со следующими параметрами изменяемыми параметрами:

- толщина ребер демпфирующего устройства 0,015; 0,02; 0,025; 0,035; 0,040;
- количество ребер демпфирующего устройства 16, 20, 24, 28, 32 (соответственно 4, 5, 6, 7, 8 повторяющихся сегментов).

Графики изменения ускорений возникающих в корпусе в процессе падения для разных толщин ребер представлены на рис. 9. Зависимость максимальных ускорений возникающих в процессе падения от толщины ребер представлена на рис. 10. Отклонение толщины ребер от оптимального значения приводит к увеличению ускорений. Толщина ребер ниже оптимального значения (в данном случае 0,02 м) является недостаточной для поглощения необходимого количества энергии в процессе соударения. В свою очередь, при увеличении толщины ребер растет жесткость демпфера, что приводит к росту ускорений на начальном этапе соударения с жестким основанием.

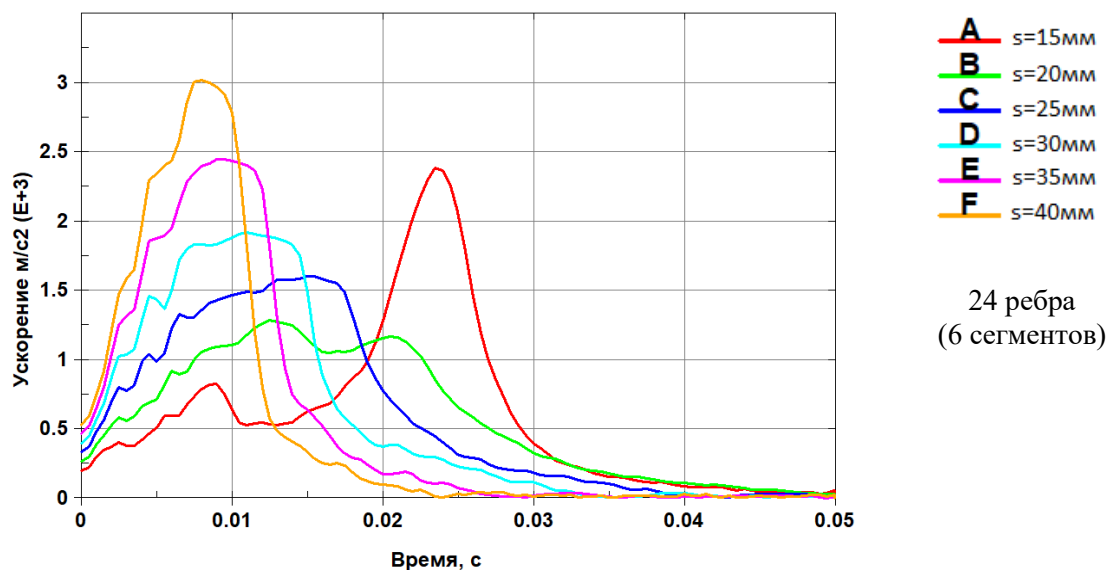


Рис. 9. Изменение ускорений возникающих в корпусе в процессе падения для разных толщин ребер

Fig. 9. Change in accelerations occurring in the housing during fall for different rib thicknesses

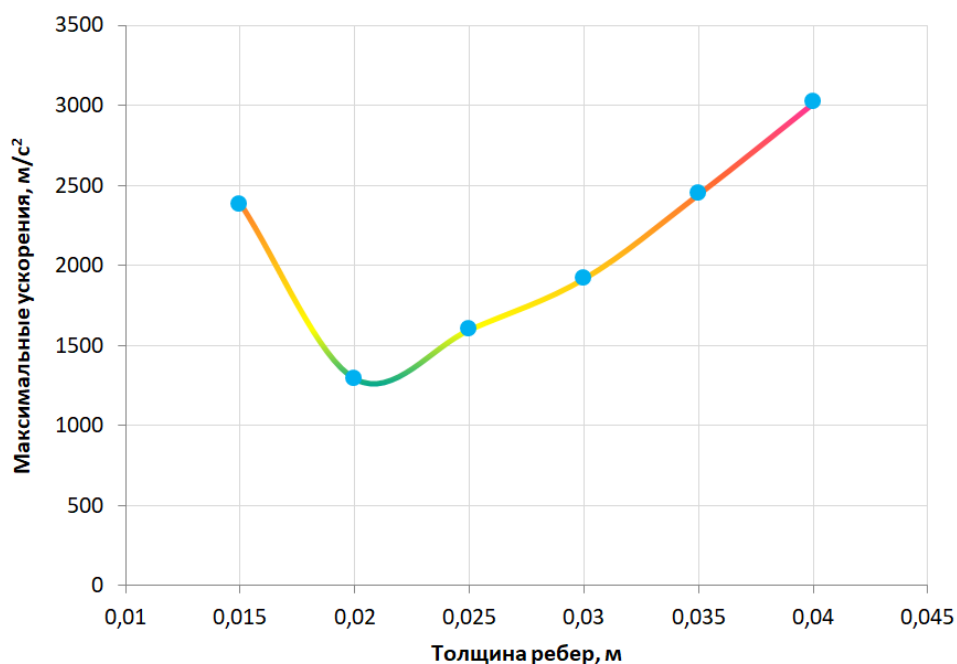


Рис. 10. Зависимость максимальных ускорений возникающих в процессе падения от толщины ребер

Fig. 10. Dependence of maximum accelerations occurring during fall on rib thickness

Графики изменения кинетической энергии в процессе падения для разных толщин ребер представлены на рис. 11. Зависимость высоты отскока от толщины ребер представлена на рис. 12.

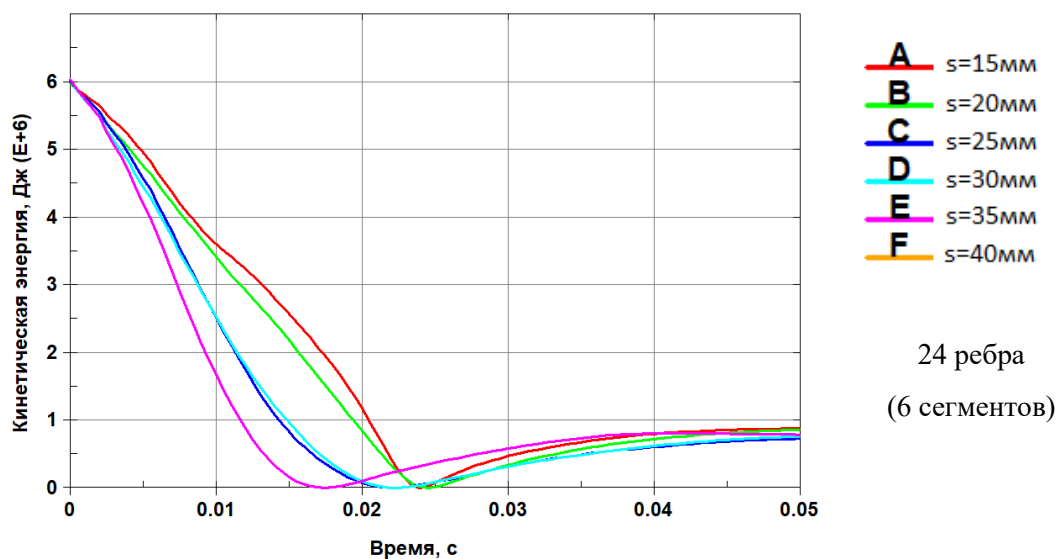


Рис. 11. Изменение кинетической энергии в процессе падения для разных толщин ребер

Fig. 11. Change in kinetic energy during fall for different fin thicknesses

Из рис. 11 видно, что увеличение толщины ребер приводит к увеличению скорости поглощения кинетической энергии и снижению количества непоглощенной кинетической энергии. Рис. 12, в свою очередь, показывает зависимость высоты отскока от толщины ребер, значение которой напрямую зависит от непоглощенной кинетической энергии. Графики изменения ускорений возникающих в корпусе в процессе падения для разного количества ребер представлены на рис. 13. Зависимость максимальных ускорений возникающих в процессе падения от толщины ребер представлена на рис. 14.

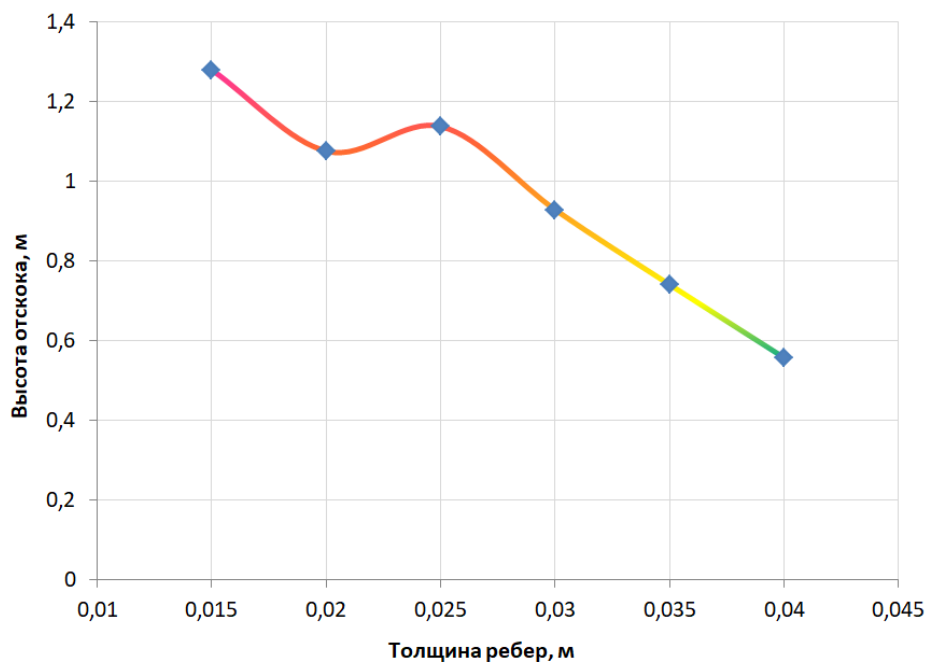
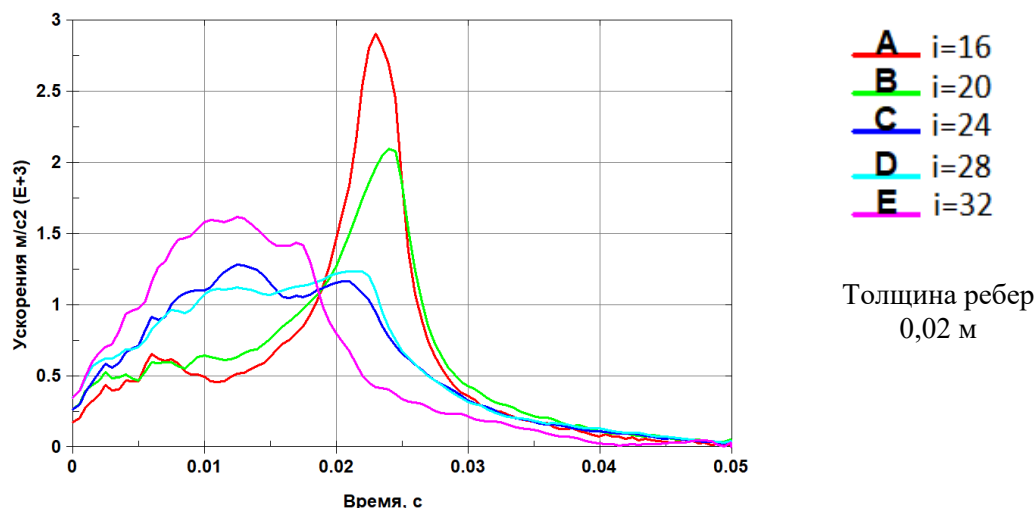


Рис. 12. Зависимость высоты отскока от толщины ребер

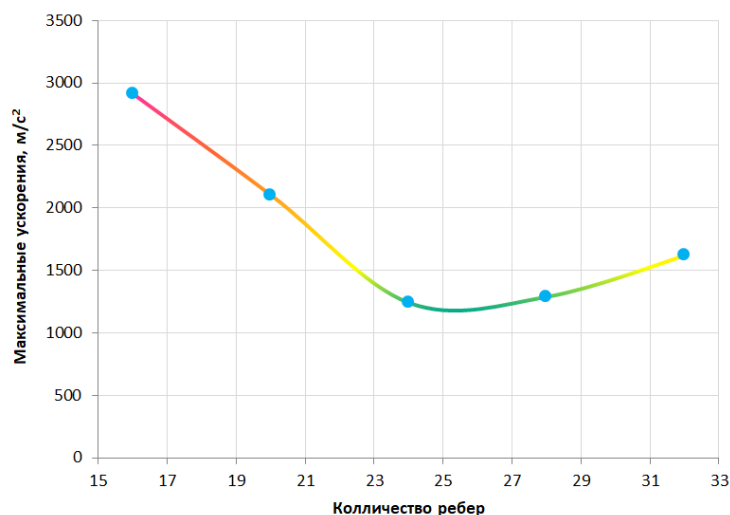
Fig. 12. Rebound height versus fin thickness



**Рис. 13. Изменение ускорений, возникающих в корпусе в процессе падения, для разного количества ребер**

**Fig. 13. Change in acceleration occurring in the body during fall for different numbers of fins**

Графики на рис. 13 и 14 показывают, что, как и в случае с толщиной ребер демпфирующего устройства, существует оптимальное значение количества ребер, при котором ускорения, возникающие в корпусе демпфируемого устройства, минимальны. Ввиду того, что рассматриваемое в данном примере демпфирующее устройство состоит из сегментов, в каждом из которых четыре ребра, наиболее оптимальным значением с точки зрения ускорений принимается демпфер, включающий в себя шесть сегментов (24 ребра). При этом демпфирующее устройство, состоящее из семи сегментов (28 ребер), показывает схожий результат.



**Рис. 14. Зависимость максимальных ускорений возникающих в процессе падения от толщины ребер**

**Fig. 14. Dependence of maximum acceleration occurring during fall on fin thickness**

Графики изменения кинетической энергии в процессе падения для разного количества ребер представлены на рис. 15. Зависимость высоты отскока от количества ребер представлена на рис. 16.

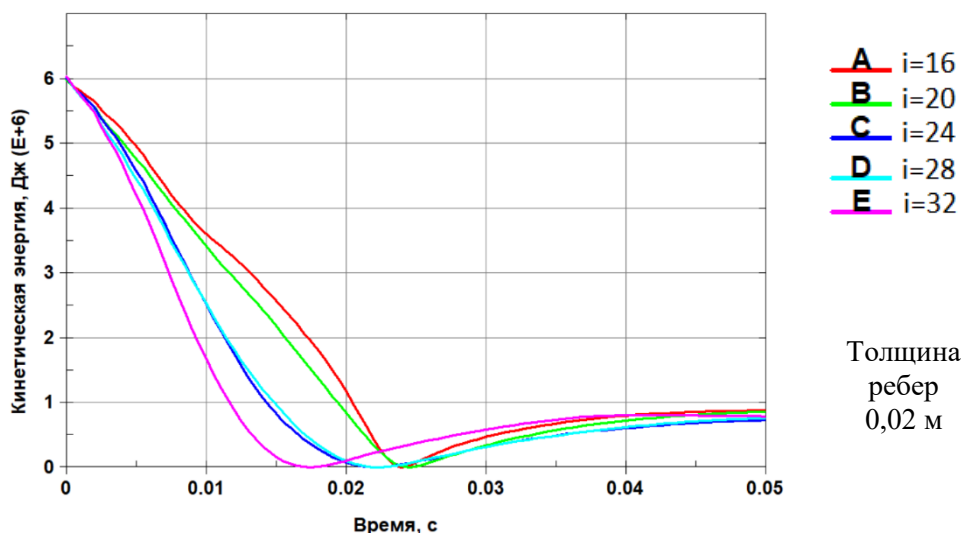


Рис. 15. Изменение кинетической энергии в процессе падения для разного количества ребер

Fig. 15. Change in kinetic energy during fall for different numbers of fins

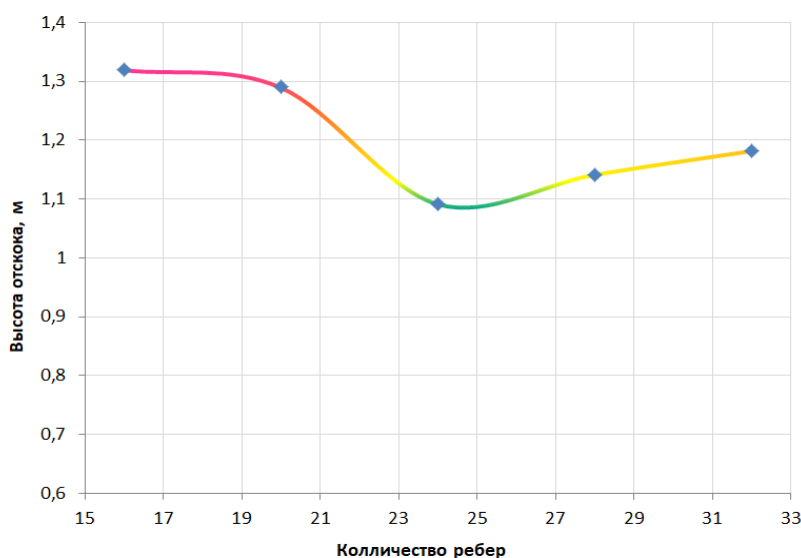


Рис. 16. Зависимость высоты отскока от количества ребер

Fig. 16. Rebound height versus number of fins

### Выводы

Анализ полученных зависимостей позволил определить зависимости основных характеристик демпфирующего устройства от толщины и количества ребер демпфера. Минимальные ускорения возникают при толщине ребер демпфирующего устройства, равной 0,02 м. Анализ влияния количества ребер, в свою очередь, показал, что наиболее оптимальным значением, с точки зрения ускорений и количества поглощенной кинетической энергии, является демпфирующее устройство, состоящее из 6 сегментов (24 ребер).

### Заключение

В работе описаны подходы, позволяющие оптимизировать и структурировать процесс подбора геометрических параметров демпфирующих устройств для ТУК. Применение пара-

метрического моделирования средствами языка сценариев APDL позволило значительно сократить время на построение конечно-элементных и расчетных моделей с учетом всех особенностей и сложностей задач, связанных с высокоинтенсивными динамическими нагрузками, а так же собрать большое количество анализируемых данных. Полученные по средствам комплекса макросов данные позволили более детально изучить взаимное влияние геометрических параметров демпфирующего устройства на его свойства и структурировать процесс подбора данных параметров. Были представлены целевые критерии, принимающиеся во внимание при оценке эффективности демпфирующего устройства, также на примере был рассмотрен процесс подбора параметров демпфирующего устройства для ТУК по целевым критериям. Изучение влияния других параметров (угол наклона ребер; направление изгиба и др.) планируется в дальнейших математических исследованиях.

Получен экономический эффект за счет отказа от натуральных дорогостоящих испытаний при подборе необходимых параметров и значительного сокращения временных затрат при разработке эффективных демпфирующих устройств для ответственного оборудования ОИАЭ, в частности, для ТУК, на стадии проектирования. Данная методика может быть отмасштабирована и применена для широко спектра оборудования ЯЭУ, подвергающегося динамическим воздействиям высокой интенсивности.

*Работа выполнена в рамках комплексного Инвестиционного проекта АО «Концерн Росэнергоатом».*

### Библиографический список

1. **Петрунин, В.В.** Использование расчетных методов для оценки работоспособности демпфирующих устройств при конструировании оборудования ядерных энергетических установок». В.В. Петрунин, О.Ю. Виленский, Д.А. Лапшин [и др.] // Вопросы атомной науки и техники. Серия: Ядерно-реакторные константы, выпуск 3. – 2018. – С. 57-85.
2. **John, O.** Hallquist. LS-DYNA theoretical manual. Livermore Software Technology Corporation. – 1998.
3. LS-DYNA 960 Keyword User's Manual. Livermore Software Technology Corporation. Version 960. March 2001
4. **Кольский, Г.** Исследование механических свойств материалов при больших скоростях нагружения // Механика. 1950. – № 4. – С.108-119.
5. **Лапшин, Д.А.** Расчетно-экспериментальный анализ прочности внутриобъектовых транспортных контейнеров реакторов типа БН в авариях с падением: Дисс... канд. техн. наук. – Нижний Новгород, 2015.
6. **Митенков, Ф.М.** Экспериментальное исследование и математическое моделирование сталей марок Ст3, 20Х13 и 08Х18Н10Т в широком диапазоне скоростей деформаций и температур / Ф.М. Митенков, В.Б. Кайдалов, Д.А. Лапшин [и др.] // Прикладная механика и техническая физика. – 2015. – Т. 56. – № 6 (334). – С. 51-58.
7. **Johnson, G.R.** A constitutive model and data for metals subjected to large strains, high strain rates and high temperatures / G.R. Johnson, W.H. Cook // Proceedings of the Seventh International Symposium on Ballistic. Hague, Netherlands, 19-21.04.1983. – 1983. – P. 541-547.
8. **Кравчук, А.С.** Параметрическое моделирование физических процессов средствами ANSYS APDL: монография / А.С. Кравчук, А.И. Кравчук. – СПб.: Научно-технологические технологии, 2025. – 164 с. – [Электронный ресурс]. – URL: <https://publishing.intelgr.com/archive/Parametricheskoe-modelirovanie-fizicheskikhprotsessov-sredstvami-ANSYS-APDL.pdf>. (дата обращения 15.08.2025).

### References

1. Petrunin V.V., Vilenskiy O.Yu., Lapshin D.A., et al. Ispol'zovanie raschetnykh metodov dlya otsenki rabotosposobnosti dempfiruyushchikh ustroystv pri konstruirovanii oborudovaniya yadernykh energeticheskikh ustanovok [Use of calculation methods for evaluating the performance of damping devices in the design of nuclear power plant equipment]. *Voprosy atomnoy nauki i tekhniki. Seriya: Yaderno-reaktornye konstanty* [Problems of Atomic Science and Technology. Series: Nuclear Reactor Constants] 2018;(3):57-85. (in Russian).
2. John O. Hallquist. LS-DYNA theoretical manual. Livermore Software Technology Corporation; 1998.

3. LS-DYNA 960 Keyword User's Manual. Version 960. Livermore Software Technology Corporation; 2001.
4. Kol'skiy G. Issledovanie mekhanicheskikh svoystv materialov pri bol'shikh skorostyakh nagruzheniya [Investigation of mechanical properties of materials at high strain rates]. *Mekhanika* [Mechanics] 1950;(4):108-119. (in Russian).
5. Lapshin D.A. Raschetno-eksperimental'nyy analiz prochnosti vnutriob"ektovykh transportnykh konteynerov reaktorov tipa BN v avariyyakh s padeniem [Computational and experimental strength analysis of in-vessel transport containers for BN-type reactors in drop accidents]. Diss. cand. tech. sci. Nizhniy Novgorod; 2015. (in Russian).
6. Mitenkov F.M., Kaydalov V.B., Lapshin D.A., et al. Eksperimental'noe issledovanie i matematicheskoe modelirovanie staley marok St3, 20Kh13 i 08Kh18N10T v shirokom diapazone skorostey deformatsiy i temperatur [Experimental study and mathematical modeling of St3, 20Kh13 and 08Kh18N10T steels over a wide range of strain rates and temperatures]. *Prikladnaya mekhanika i tekhnicheskaya fizika* [Applied Mechanics and Technical Physics] 2015;56(6):51-58. (in Russian).
7. Johnson G.R., Cook W.H. A constitutive model and data for metals subjected to large strains, high strain rates and high temperatures. In: Proceedings of the Seventh International Symposium on Ballistic; 1983 Apr 19-21; Hague, Netherlands. 1983. p. 541-547.
8. Kravchuk A.S., Kravchuk A.I. Parametricheskoe modelirovanie fizicheskikh protsessov sredstvami ANSYS APDL [Parametric modeling of physical processes using ANSYS APDL]. St. Petersburg: Naukoemkie tekhnologii; 2025. 164 p. Available from: <https://publishing.intelgr.com/archive/Parametricheskoe-modelirovanie-fizicheskikhprotsessov-sredstvami-ANSYS-APDL.pdf>. [accessed 2026 Aug 8 2025]. (in Russian).

**Дата поступления  
в редакцию: 01.02.2026**

**Дата принятия  
к публикации: 08.04.2026**