

7. Тарасов В.Р., Семенов А.А., Аникин А.С. и др. Проблема серно-кислотных отходов при получении N-15 азотно-кислотным способом. — Вопросы атомной науки и техники. Сер. Материаловедение и новые материалы, 2023, вып. 4(120), с. 83—112.
8. Панченков Г.М., Кузнецов А.И., Макаров А.В. О возможности разделения изотопов азота методом химического обмена с использованием комплекссообразо-

вания. — Доклады Академии наук СССР, 1965, т. 164, № 5, с. 1101—1103.

9. Наннг Зо Йе. Разделение изотопов азота методом химического обмена с термическим обращением потоков. Дис. на соискание ученой степени канд. хим. наук. М., РХТУ им. Д.И. Менделеева, 2014.

Поступила в Редакцию 27.02.24
Принята к опубликованию 21.04.25

УДК 539.3

МОДЕЛИ ДЕФОРМИРОВАНИЯ МАТЕРИАЛОВ ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ ВОЗДЕЙСТВИИ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К РАЗНЫМ КОНСТРУКТИВНЫМ ЭЛЕМЕНТАМ

Виленский О.Ю., Душев С.А., Лапшин Д.А., Лебедев Д.А., Шимин Д.А.

(АО «ОКБМ Африкантов», г. Нижний Новгород)

e-mail: lebedevda@okbm.nnov.ru

Создание функционального оборудования для безопасной эксплуатации атомных станций является актуальной целью. Особое внимание должно быть уделено механизмам и оборудованию, задействованным при обращении с отработавшим ядерным топливом, вследствие возможности возникновения аварийных последствий при нештатных ситуациях.

Для проведения транспортно-технологических операций на этапе перемещения отработавших ТВС внутри бассейна выдержки в АО «ОКБМ Африкантов» разработан наклонный подъемник. При его эксплуатации возможны нештатные ситуации, одной из которых является аварийный сход тележки по направляющим в результате обрыва троса, что приведет к ударному воздействию тележки на преграду с максимально возможной высоты подъема. Необходимо, чтобы наклонный подъемник соответствовал требованиям динамической прочности, находясь под воздействием высокоинтенсивных ударных нагрузок, обладал высокими демпфирующими способностями, предотвращающими перегрузки на перемещаемое содержимое. При этом ТВС, находящиеся внутри, должны сохранять свою целостность и геометрическую форму, позволяющую предотвратить относительное смещение расположенного в ней отработавшего ядерного топлива.

Динамические нагрузки на подъемник можно снизить путем установки демпфирующих устройств, которые поглотят ударную энергию благодаря неупругому сопротивлению значи-

тельному пластическому деформированию материала в ходе деформации конструктивных элементов.

Вне зависимости от вида потерь энергии в качестве основной характеристики демпфирующих свойств механических систем принято считать относительное рассеивание энергии — в некоторых источниках называемое коэффициентом поглощения, равное отношению необратимо рассеянной энергии за нагрузочный цикл к амплитуде энергии перемещения. Рассеянная за цикл нагружения энергия характеризуется площадью петли гистерезиса, образуемой в координатах некоторая обобщенная сила—соответствующее перемещение или напряжение—относительная деформация при деформировании системы или образца [1].

Характеристики демпфера, удовлетворяющие конкретным условиям эксплуатации, рациональнее всего подбирать на стадии проектирования оборудования методами математического моделирования и анализа. Применение методик расчета, созданных для оценки работоспособности демпфирующих устройств, возможно при наличии следующих условий:

известны достоверные данные об экспериментальных характеристиках демпфирования, которые позволяют выявить особенности демпфирующей способности устройств, зависящие от их конструктивных параметров и параметров силового нагружения, для верифицированных цифровых моделей;

разработаны математические модели поведения материалов на основе их механических характеристик, полученных путем экспериментальных исследований;

разработаны программные комплексы, основанные на методе конечных элементов, в которых реализовано полномасштабное математическое 3D-моделирование, позволяющее проводить детальный и глубокий анализ динамических процессов.

Наличие совокупности указанных условий позволяет с умеренной долей консерватизма использовать на этапе проектирования расчетные методы обоснования работоспособности демпфирующих устройств.

Поскольку отработка конструкции на основе натурных испытаний является крайне дорогостоящей, актуальным становится создание цифровых моделей, которые дают возможность воссоздать и проанализировать события, влияющие на конечный облик проектируемого оборудования.

Цель математических исследований — обоснование применения разных моделей поведения конструкционных материалов в зависимости от характера их нагружения на основе численного анализа напряженно-деформированного состояния проектируемого изделия.

Анализ моделирования. Аварийный сход тележки подъемника рассчитывали с применением аттестованного программного комплекса ANSYS/LS-DYNA (США), основанного на методе конечных элементов и предназначенного для анализа высоконелинейных динамических процессов по явной схеме интегрирования уравнений динамики [2, 3].

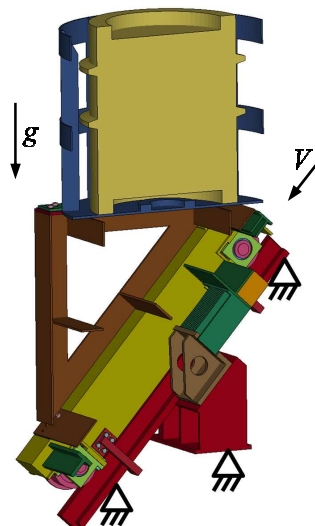
С учетом особенностей конструкции подъемника была построена расчетная модель со следующими граничными условиями и нагрузкой (рис. 1):

начальная скорость, приложенная ко всем элементам, кроме упора и направляющих, и достигающая к моменту соударения с упором 5,8 м/с;

ускорение свободного падения $g = 9,8 \text{ м/с}^2$;

ограничение перемещений направляющих и упора каретки по трем координатным осям.

Все конструктивные элементы смоделированы как отдельные части, между ними заданы контакты, учитывающие коэффициенты трения, взаимодействие контактных пар и формоизме-



Р и с. 1. Расчетная модель наклонного подъемника

нение тела в результате воздействия его отдельных областей одна на другую.

Поскольку при ударе в конструкции индуцируются короткие по длине волны вибрационной природы, для их описания применялись 8-узловые трехмерные конечные элементы SOLID 164. В их узлах степенями свободы, помимо перемещений, являются также скорость и ускорение. Расчетная модель состоит примерно из 190 тыс. элементов.

При столкновении тележки с упором можно выделить три характерных этапа:

первый — соударение с упругим упором от момента начала соприкосновения упора и демпфера до начала отскока;

второй — начало отскока с продолжением движения внутреннего содержимого изотопного защитного контейнера по инерции в направлении приложения начальной скорости;

третий — отскок от упругого упора с перевозимым контейнером.

На первом этапе в результате упругопластической деформации демпфера гасится значительная часть кинетической энергии. В данном временном интервале конструктивные элементы подъемника, контактирующие с упругим упором, испытывают максимальные ускорение, напряжение и деформацию. На данном этапе проводится подробный анализ напряженно-деформированного состояния рассматриваемой конструкции, по результатам которого можно сделать выводы о сохранении целостности корпуса подъемника. В ходе второго этапа возникают максимальные нагрузки в элементах, кон-

тактирующих внутри корзины подъемника из-за движения в противофазе с самим корпусом. На завершающем третьем этапе происходят снижение упругих напряжений в конструкции и завершение процесса накопления пластической деформации.

Механические характеристики материалов демпфера, конструктивных элементов и крепежа, используемой в разработанном подъемнике стали марок 08X18H10T и 20X13, из которой изготовлены демпферы, конструктивные элементы и крепеж, рассчитывали методом Кольского с различными вариантами разрезного стержня Гопкинсона [4].

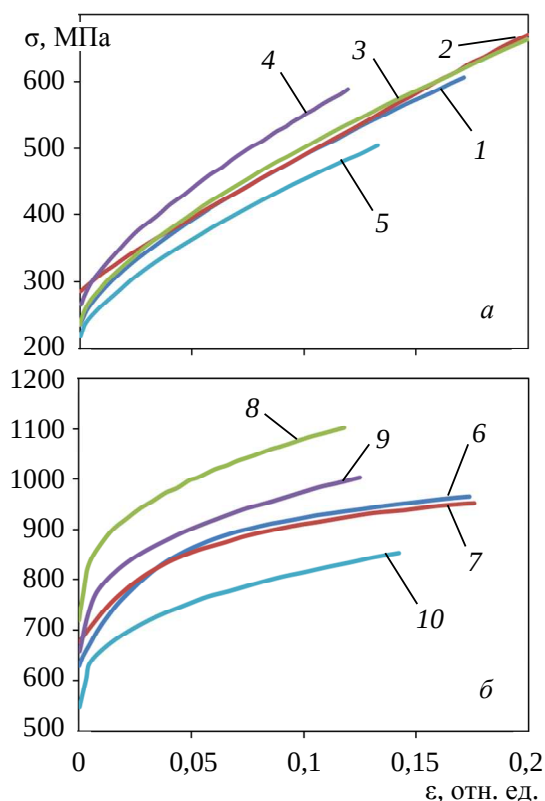
На основании истинных диаграмм деформации, полученных в экспериментальных исследованиях стали марок 08X18H10T и 20X13 при воздействии динамических и статических нагрузок, определены параметры упругопластической модели с линейным изотропным упрочнением и модели Джонсона—Кука, учитывающей влияние скорости деформации и температуры на радиус поверхности текучести, из библиотеки ANSYS/LS-DYNA (США) и [5, 6] (рис. 2).

С использованием обеих математических моделей поведения материалов при динамическом воздействии был проведен сравнительный анализ напряженно-деформированного состояния различных конструктивных элементов наклонного подъемника для обоснования их работоспособности.

Распределение пластической деформации по подвижной части подъемника и демпферу, полученное при расчете конструкции с применением двух описанных моделей материалов, показано на рис. 3, 4, ее относительное расхождение приведено в таблице.

Заключение. Сравнительный математический анализ результатов аварийного схода тележки наклонного подъемника с использованием упругопластической модели материала с линейным изотропным упрочнением и модели Джонсона—Кука позволил сделать следующие выводы:

применение разных моделей поведения материалов, показывающих различную сходимость результатов при их верификации с натурными

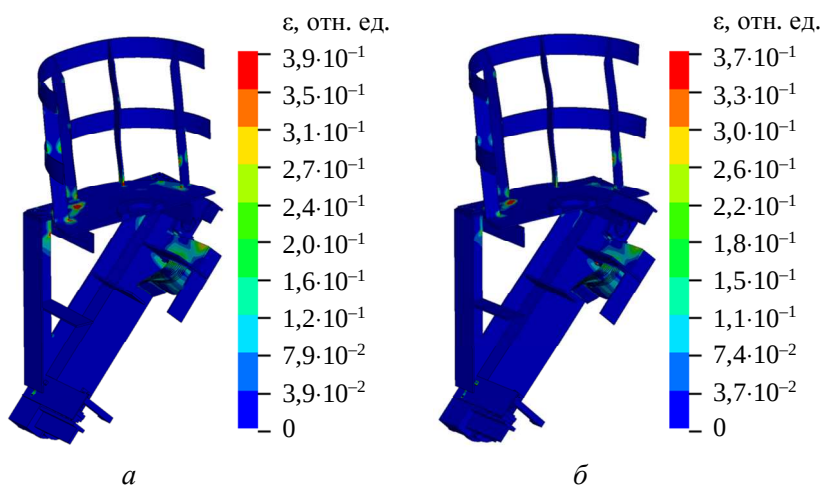


Р и с. 2. Экспериментальная диаграмма деформирования стали 08X18H10T при 20 °C 0,001 (1), 0,02 (2), 750 (3), 1500 (4), 350 °C 1600 (5) (а) и стали 20X13 при 20 °C 0,001 (6), 0,02 (7), 1200 (8), 150 °C 1400 (9), 300 °C 1500 (10) (б)

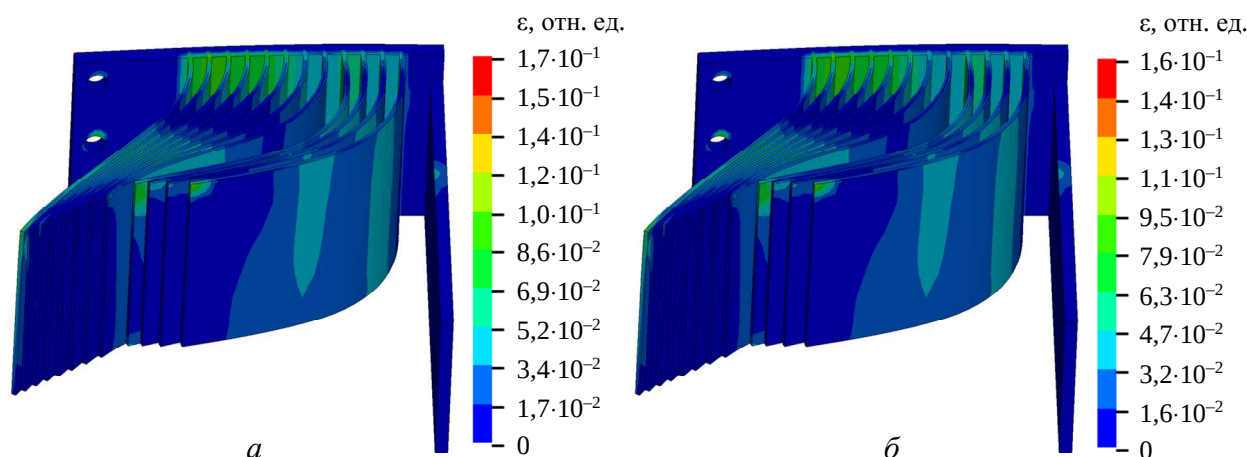
экспериментами, с умеренной долей консерватизма целесообразно;

относительное расхождение результатов численных решений моделей не превышает 10%;

для корпусных и крепежных элементов в целях получения гарантированного запаса



Р и с. 3. Распределение интенсивности пластической деформации наклонного подъемника, рассчитанное по билинейной модели материала (а) и модели Джонсона—Кука (б)



Р и с. 4. То же, что на рис. 3, демфера наклонного подъемника

Пластическая деформация элементов наклонного подъемника, рассчитанная по билинейной упругопластической модели и модели Джонсона—Кука, отн. ед.

Конструктивный элемент	Билинейная упругопластическая модель	Модель Джонсона—Кука	Относительная сходимость результатов, $(\epsilon_{уп} - \epsilon_{дж})/\epsilon_{уп}$
Тележка	0,20	0,19	0,05
Рама	0,35	0,34	0,04
Корзина	0,18	0,17	0,08
Крепеж	0,39	0,37	0,07
Демпфер	0,17	0,16	0,09

предела пластических деформаций конструкционных материалов при динамическом воздействии высокой интенсивности целесообразнее задавать модель упругопластической деформации с линейным изотропным упрочнением;

для демпфирующих элементов, от которых, в свою очередь, требуется большая пластическая деформация в целях гашения большей части кинетической энергии, более обоснованной является модель Джонсона—Кука, показавшая при одинаковых исходных данных ее меньший уровень.

Подробное математическое моделирование разрабатываемого изделия позволило на стадии

проектирования создать конечный облик конструкции без дорогостоящих промежуточных натурных испытаний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Александров А., Алфутов Н., Астанин В. и др. Динамика и прочность машин. Теория механизмов и машин. Т. 1—3. В 2-х кн. Кн. 2. М.: Машиностроение, 1995, с. 314—315.
2. LS-DYNA Keyword user's Manual, Version 970. Livermore Software Techn. Corp., 2003.
3. Hallquist J. LS-DYNA Theoretical Manual. Livermore Software Techn. Corp., 1998.
4. Кольский Г. Исследование механических свойств материалов при больших скоростях нагружения. — Механика, 1950, № 4, с. 108—119.
5. Виленский О., Душев С., Лапшин Д., Татарский А. Применение математического анализа при проектировании демпфирующих устройств для ТУК. — В сб.: XXI Межд. конф. по вычислительной механике и современным прикладным программным системам. Алупшта. 24—31 мая 2019 г. М.: Изд-во МАИ, 2019, с. 245—247.
6. Johnson G., Cook W. A constitutive model and data for metals subjected to large strains, high strain rates and high temperatures. — In: Proc. of the Seventh Intern. Symp. on Ballistic. Netherlands, 1983, p. 541—547.

Поступила в Редакцию 8.10.24

Принята к опубликованию 28.03.25