

На правах рукописи

РАФАЛОВСКАЯ МАЙЯ ЯКОВЛЕВНА

**РАЗРАБОТКА МЕТОДА РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ЭЛАСТОМЕРНО — МЕТАЛЛИЧЕСКИХ АМОРТИЗАТОРОВ,
РАБОТАЮЩИХ НА СЖАТИЕ**

01.02.06 — Динамика, прочность машин,
приборов и аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

с. 15

Москва — 1997

Работа выполнена в Брянском государственном техническом университете

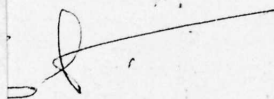
Научный руководитель — Заслуженный деятель науки и техники РФ,
доктор технических наук,
профессор Кеглий Б.Р.
Официальные оппоненты — доктор технических наук,
профессор Геккер Ф.Р.
доктор технических наук,
профессор Хусидов В.Д.
Ведущее предприятие — АО "Брянский машиностроительный завод"

Защита диссертации состоится "10" декабря 1997 года в 10.00 часов на заседании диссертационного совета № К 053.15.11 при Московском государственном техническом университете им. Н.Э.Баумана по адресу:

107

библиотеке МГТУ име-

1554030





1557030

Рафаловская М.я. Разработ

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Цель темы. Изучение нелинейного поведения новых син-

тетических материалов и, в частности, эластомеров является быстро развивающимся разделом механики сплошных сред. Многие аспекты математического моделирования поведения несжимаемых высокоэластичных материалов недостаточно изучены. Практическое применение к проектированию реальных эластомерно-металлических конструкций методов, основанных на математическом моделировании свойств подобных материалов, не нашло пока широкого применения в инженерной практике. В настоящее время очень остро стоит вопрос повышения пропускной способности железных дорог страны, улучшения сохранности перевозимых грузов. Одним из основных направлений, позволяющих решить эти задачи, является создание поглощающих аппаратов повышенной энергоемкости. Возможности применяемых пока на железнодорожном транспорте фрикционных амортизаторов уже исчерпаны, и разработка новых типов поглощающих аппаратов, основанных на использовании уникальных свойств эластомерно-металлических конструкций, очень актуальна. Для проектирования поглощающих аппаратов этого типа и совершенствования их параметров необходима удобная для практического использования методика математического моделирования работы эластомерно-металлических конструкций, которая позволила бы существенно сократить необходимые натурные испытания, дала бы возможность проводить многовариантные расчеты и оптимальное проектирование. Таким образом, тема исследования является достаточно актуальной как с научной, так и с практической точки зрения.

Цель работы — разработка метода расчета и проектирования осесимметричных эластомерно-металлических конструкций, работающих на сжатие в области средних деформаций в условиях статического и квазистатического нагружения. Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- провести сравнительный анализ существующих методов расчета изделий из эластомеров;
- разработать программный комплекс, позволяющий анализировать напряженно-деформированное состояние эластомерно-металлических конструкций, причем должен быть разработан специальный алгоритм учета накапливаемой в процессе нагружения деформации и изменяющихся граничных условий;
- апробировать созданное программное обеспечение на ряде приме-

ров, имеющих известные теоретические решения, а также провести экспериментальную проверку;

— оценить погрешность принятого подхода и предложить пути рационального выбора параметров, влияющих на эффективность работы построенного алгоритма;

— применить разработанную методику и программное обеспечение для совершенствования комплекта эластомерно-металлических элементов проектируемого поглощающего аппарата автосцепки железнодорожного подвижного состава.

В качестве объекта для апробации разрабатываемой методики принят отдельный эластомерно-металлический элемент поглощающего аппарата автосцепки подвижного состава.

Методика исследования. Для решения поставленной задачи использовались методы математического моделирования, реализуемые на современных ЭВМ, метод конечных элементов, методы статистической обработки экспериментальных данных, методы теории оптимизации, методы теории планирования эксперимента. Экспериментальные исследования проводились на машине ЦДМ-200ПУ в лаборатории БГТУ.

Научная новизна исследований, проведенных соискателем и выносимых на защиту, заключается в следующем:

— Разработаны математические модели деформирования эластомерных конструкций в области малых и средних деформаций.

— Разработана методика статического расчета эластомерно-металлических конструкций, учитывающая специфические, изменяющиеся в процессе нагружения, граничные условия и особенности приложения нагрузки.

— Изучены вопросы оценки погрешности кусочной линеаризации для положенного в основу разработанных методик шагового метода расчета. Даны рекомендации по назначению величины шага вычислительного процесса в зависимости от задаваемой исследователем допустимой погрешности.

Достоверность результатов исследований подтверждается сопоставлением результатов тестовых расчетов с приведенными в литературе решениями, а также сопоставлением расчетов и экспериментов, проведенных для реальных эластомерно - металлических элементов.

Практическая ценность работы заключается в следующем.

— Разработан программный комплекс, позволяющий рассчитывать напряженно-деформированное состояние эластомерных элементов, входящих в состав эластомерно-металлических конструкций, и их си-

ловые характеристики.

— Разработано программное обеспечение, реализующее метод оптимизации, основанный на теории планирования эксперимента, с линейными и квадратичными моделями для целевых функций и ограничений.

— Решена задача оптимального проектирования формы боковой поверхности эластомерно-металлического амортизатора по критерию максимума поглощаемой энергии при ограничениях, накладываемых конструктивными особенностями аппарата и условием прочности клевого соединения.

Внедрение в производство поглощающих аппаратов автосцепки с улучшенными характеристиками и использование их на железнодорожном транспорте позволит повысить сохранность перевозимых грузов.

Апробация работы. Основные материалы и результаты диссертации докладывались на Всероссийской конференции-олимпиаде "Динамика и прочность машин — 95", (Санкт-Петербург, 1995), IX Международной конференции "Проблемы механики железнодорожного транспорта. Динамика, надежность и безопасность подвижного состава" (Днепропетровск, 1996), XV Международной конференции "Математические модели, методы потенциала и конечных элементов в механике деформируемых тел" (Санкт-Петербург, 1996); on the 26th Israel Conference on mechanical engineering, (Technion City, Haifa, 1996).

Публикации. Основные результаты исследований отражены в 7 печатных работах.

Структура и объем работы Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов и рекомендаций, списка литературы, включающего 84 наименования. Работа содержит всего 130 страниц машинописного текста, 30 рисунков, 16 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Введение содержит краткую историческую справку по использованию и расчетам изделий из высокоэластичных несжимаемых материалов, называемых в дальнейшем эластомерами, постановку цели исследования, обоснование актуальности работы и ее краткую характеристику. Отмечена роль Л. Н. Никольского, Б. Г. Кеглина, Ю. В. Игнатенко, А. Т. Харитонов в исследовании, проектировании и совершенствовании эластомерных амортизаторов транспортных машин, В. Н. Потураева, В. И. Дырды, И. И. Круша, М. М. Резниковского, А. И. Лукомской в накоплении и обобщении экспериментальных данных о резиноподобных материалах. Значительный вклад в

нелинейную теорию упругости внесли А. И. Лурье, В. В. Новожилов, К. Ф. Черных, Л. И. Кутилин, И. И. Гольденблат, Л. Трусделл. Применением методов нелинейной теории упругости к расчету резинотехнических изделий занимались А. Грин, Дж. Адкинс, Р. С. Ривлин, Э. Э. Лавендел, В. Л. Видерман. Вопросы применения МКЭ к расчету изделий из эластомерных материалов рассмотрены в работах Дж. Одена, Э. Э. Лавендела, С. И. Дымникова.

В первой главе приводятся сведения об основных физико-механических свойствах эластомеров, а также рассматриваются известные методы расчета изделий из них. На основании сделанного анализа формулируются задачи исследования, принимаются основные допущения, обосновывается выбор способов решения поставленных задач.

На основе проведенного анализа приняты в рассмотрение такие свойства эластомеров, как высокоэластичность, несжимаемость, однородность, изотропность, упругость. Задача рассматривается в упругой постановке в связи с тем, что в длительно работающем изделии из эластомера успевают отрелаксировать многие неупругие эффекты, вклад упругой (высокоэластичной) деформации составляет не менее 80% общей величины. При малых деформациях эластомеры можно считать линейноупругими материалами, с увеличением деформации зависимость между напряжениями и деформациями становится нелинейной.

Обзор методов расчета изделий из эластомера включает в себя как методы, заключающиеся в использовании формул сопротивления материалов с различного рода уточняющими коэффициентами либо чисто феноменологических формул с коэффициентами, полученными обработкой экспериментальных кривых, так и методы, основывающиеся на математическом моделировании работы реальных деталей и специфических особенностей эластомеров. Обосновывается необходимость применения математических методов.

Теория малых деформаций однородных изотропных несжимаемых материалов, подчиняющихся закону Гука, приведена в работах Э. Э. Лавендела. Порядок получения основных уравнений теории аналогичен подходу линейной теории упругости для сжимаемых материалов, за исключением следующего.

Записывается уравнение несжимаемости в виде условия равенства нулю изменения объема куба с длиной ребра, равной единице, в процессе деформации:

$$\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z = 0 \quad \text{или} \quad \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} = 0 \quad ,$$

где U, V, W — перемещения по осям x, y, z ; ϵ_i — соответствующие линейные деформации. Свойству несжимаемости соответствует коэффициент Пуассона μ , равный 0,5. Уравнения закона Гука, записанные в виде

$$\epsilon_i = \frac{1}{E}[\sigma_i - 0,5(\sigma_j + \sigma_k)], \quad \gamma_{ij} = \frac{\tau_{ij}}{G}, \quad (i, j, k = x, y, z),$$

где σ_i и τ_{ij} — нормальные и касательные напряжения, γ_{ij} — угловые деформации, не позволяют выразить σ_i через ϵ_i : вместо выражения для σ_i получается условие несжимаемости. В связи с этим вводится функция гидростатического давления

$$S = \frac{1}{E}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z),$$

после чего может быть получена в явном виде зависимость нормальных напряжений от деформаций

$$\sigma_i = G(2\epsilon_i + S), \quad \tau_{ij} = G\gamma_{ij}.$$

Точное решение полной системы дифференциальных уравнений, включающей в себя уравнения равновесия, геометрические соотношения, уравнение несжимаемости и закон Гука, получено только для небольшого числа задач, когда форма рассматриваемого тела и граничные условия достаточно просты.

Для решения реальных задач расчета тел сложной формы наибольшее распространение получил метод конечных элементов (МКЭ). Чаще всего МКЭ используется в форме метода перемещений (МП).

Деформации порядка 30 — 40% часто выделяют в особую группу и называют средними. В области средних деформаций достаточно хорошо согласуется с экспериментом допущение, что модуль упругости материала не зависит от уровня предварительного нагружения, то есть задача является физически линейной и геометрически нелинейной. Это служит основой для построения шаговой процедуры решения, когда на каждом шагу нагружения решается задача о малых деформациях предварительно нагруженного тела.

В случае больших деформаций задача является физически и геометрически нелинейной. Физические соотношения записываются в форме упругого потенциала $W = W(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3)$ или $W = W(I_1, I_2, I_3)$, где λ_i и I_i — главные степени деформации и инварианты тензора деформаций, причем существует много вариантов его записи. Общепринятой формы

практически нет, используются различные виды для различных материалов и способов нагружения. В то же время, при малых деформациях все эти законы упругости переходят в закон Гука.

На основе анализа методов расчета, базирующихся на описанных выше допущениях, и анализа условий работы большого класса амортизаторов сжатия приняты следующие положения: рассматривается статическая задача, поскольку ее решение, во-первых, само по себе дает важный практический результат по определению жесткости, напряжений, перемещений, и во-вторых, является составной частью решения всех других практических задач (динамической, температурной, долговечности, устойчивости); изучение эластомерно-металлических конструкций ограничивается деформациями порядка 30 — 40%, что соответствует большому классу практических приложений. В качестве основного расчетного инструмента принят МКЭ в форме метода перемещений.

Вторая глава посвящена выводу уравнений расчета малых деформаций несжимаемых упругих тел методом конечных элементов для осесимметричной задачи. Приводится алгоритм расчета средних деформаций.

Особенностью предлагаемого подхода к расчету изделий из несжимаемых материалов МКЭ в форме МП является введение дополнительной системы неизвестных гидростатических давлений одновременно с введением дополнительной системы уравнений, описывающих несжимаемость. В связи с необходимостью учета накапливаемой деформации удобны конечные элементы в виде тора с треугольным сечением с линейной аппроксимацией перемещений и постоянным в элементе гидростатическим давлением, однако они неприменимы вблизи граничных поверхностей, на которых узлы жестко закреплены. Поэтому используется составной конечный элемент, сконструированный из двух торов с треугольным сечением, с линейной аппроксимацией перемещений внутри каждого из них и общим постоянным гидростатическим давлением S . Вначале приведем уравнения для симплексного конечного элемента в виде тора, сечение которого представляет собой треугольник, затем — для составного конечного элемента.

Локальные перемещения u и w задаются в виде:

$$\begin{aligned} u &= u(r, z) = \alpha_1 + \alpha_2 r + \alpha_3 z \\ w &= w(r, z) = \gamma_1 + \gamma_2 r + \gamma_3 z \end{aligned}$$

Для осесимметричной задачи (без кручения) деформации элемента вы-

ражаются в виде

$$\varepsilon = \begin{Bmatrix} \varepsilon_r \\ \varepsilon_\theta \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{rz} \end{Bmatrix}, \quad \text{где} \quad \begin{aligned} \varepsilon_r &= \partial U / \partial r \\ \varepsilon_\theta &= U / r \\ \varepsilon_z &= \partial W / \partial z \\ \gamma_{rz} &= \partial U / \partial z + \partial W / \partial r. \end{aligned}$$

В матричном виде

$$\varepsilon = BU,$$

где $B = EA^{-1}$, r_i, z_i — узловые значения координат,

$$E = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1/r & 1 & z/r & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}, \quad A = \begin{bmatrix} \tilde{A} & 0 \\ 0 & \tilde{A} \end{bmatrix}, \quad \tilde{A} = \begin{bmatrix} 1 & r_1 & z_1 \\ 1 & r_2 & z_2 \\ 1 & r_3 & z_3 \end{bmatrix}.$$

Напряжения в элементе представляются в виде

$$\tau_{ij} = G(2\varepsilon_{ij} + \delta_{ij}S),$$

где $\varepsilon_{ii} = \varepsilon_i$, $\varepsilon_{ij} = 0,5\gamma_{ij}$, δ_{ij} — символ Кронекера, S — гидростатическое давление в элементе. В матричном виде можем записать

$$\tau = C\varepsilon + C_1S,$$

$$\text{где } C = G \begin{bmatrix} 2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad C_1 = G \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 0 \end{Bmatrix}.$$

На основе использования принципа возможных перемещений получена система уравнений равновесия следующего вида:

$$KU + K_1S = R,$$

где $K = \sum_m \int_{v^{(m)}} B^{(m)T} C^{(m)} B^{(m)} dv^{(m)} \approx \sum_m \tilde{B}^{(m)T} C^{(m)} \tilde{B}^{(m)} 2\pi \tilde{r} a$ — матрица, аналогичная матрице жесткости ансамбля в случае сжимаемых материалов;

$K_1 = \sum_m \int_{v^{(m)}} B^{(m)T} C_1^{(m)} dv^{(m)} \approx G 2\pi [\tilde{r}_1 a_1 \tilde{B}^{(1)T} | \tilde{r}_2 a_2 \tilde{B}^{(2)T} | \dots]$ — матрица, связанная с системой неизвестных гидростатических давлений;

$R = R_{вн} - R_1$ — вектор нагрузки, включающий в себя влияние внешних сил и эффект начальных напряжений $R_1 = \sum_m \int_{v^{(m)}} B^{(m)T} \tau^{(m)} dv^{(m)}$.

Матрицы $H^{(m)}$, $B^{(m)}$ представляют собой расширенные матрицы H , B для m -того элемента, в остальных случаях индекс (m) указывает на номер элемента; $\tilde{B}^{(m)}$ — значение матрицы $B^{(m)}$ в центре поперечного сечения элемента; $a = \frac{1}{2} \det \tilde{A}$ — площадь поперечного сечения элемента; $\tilde{r} = \frac{1}{3}(r_1 + r_2 + r_3)$ — значение радиуса в центре треугольника, $\tilde{B}'_m = [1110]\tilde{B}$; $\tilde{B}'_m{}^T = \tilde{B}^T[1110]^T$.

Условие несжимаемости элемента m записывается в виде равенства нулю его объемной деформации:

$$\varepsilon_r^{(m)} + \varepsilon_\theta^{(m)} + \varepsilon_z^{(m)} = 0 \quad \text{или} \quad \tilde{B}'_m U = 0$$

Условие несжимаемости системы элементов имеет вид

$$E'U = 0,$$

где

$$E' = \begin{Bmatrix} \tilde{B}^{(1)'} \\ \tilde{B}^{(2)'} \\ \vdots \end{Bmatrix}.$$

Полученная в результате общая система уравнений имеет вид

$$\begin{cases} KU + K_1 S = R \\ E'U = 0 \end{cases} \quad \text{или} \quad \begin{bmatrix} K & K_1 \\ E' & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U \\ S \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} R \\ 0 \end{Bmatrix}.$$

В том случае, если используются четырехугольные конечные элементы с постоянным гидростатическим давлением, сконструированные из двух треугольных, матрицы K_1 и E' будут иметь следующий вид:

$$K_1 = G 2\pi [\tilde{r}_1 a_1 \tilde{B}^{(1)'}{}^T + \tilde{r}_2 a_2 \tilde{B}^{(2)'}{}^T \mid \tilde{r}_3 a_3 \tilde{B}^{(3)'}{}^T + \tilde{r}_4 a_4 \tilde{B}^{(4)'}{}^T \mid \dots],$$

$$E' = \begin{Bmatrix} \tilde{B}^{(1)'} + \tilde{B}^{(2)'} \\ \tilde{B}^{(3)'} + \tilde{B}^{(4)'} \\ \vdots \end{Bmatrix}.$$

В результате первого деформирования получается тело, нагруженное системой напряжений. Новая конфигурация определяется внесением соответствующих изменений в сетку конечных элементов. Следующий расчет проводится, учитывая полученные ранее напряжения в

векторе нагрузки. Аналогичная задача решается на каждом шагу нагружения.

В третьей главе описывается разработанный на основе выведенных во второй главе соотношений программный комплекс, ориентированный на расчет эластомерно-металлических конструкций и позволяющий учитывать специфические для этих конструкций виды граничных условий. Приводятся результаты расчетов деталей простейшей формы в сравнении с известными теоретическими решениями.

Процесс дискретизации построен таким образом, что использование описанных в главе 2 осесимметричных элементов четырехугольного сечения, составленных из двух элементов треугольного сечения, всегда оказывается допустимым с точки зрения наличия у них общей границы.

Поскольку нагрузка эластомеру передается через металлические детали, которые в связи со значительной (на несколько порядков) разницей в модулях упругости можно считать абсолютно жесткими, задаются перемещения узловых точек в зоне контакта. После определения напряжений в элементах, примыкающих к металлической пластине, может быть получено и распределение нагрузки по поверхности, и суммарная нагрузка.

В программе предусмотрена возможность учета граничных условий как обычного типа, так и типа неравенств. Граничные условия типа неравенств возникают в процессе проявления эффектов, связанных с конечным характером деформаций, и заключаются в том, что перемещения по некоторым степеням свободы не могут превышать порогового значения, которое, кроме того, может изменяться в процессе нагружения.

Работа программного комплекса оценивалась путем сравнения результатов расчетов тел простейшей формы с известными решениями. Предварительно на основе численных экспериментов в области малых деформаций была определена необходимая густота сетки конечных элементов.

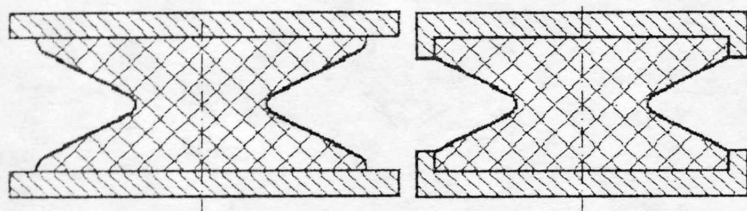
На примерах нагружения сплошного и полого круговых цилиндров показано, что силовые характеристики, полученные расчетом по МКЭ, лежат внутри области, ограниченной различными известными теоретическими решениями, между которыми, кроме того, отмечен значительный разброс. Расчет сплошного цилиндра в области средних деформаций подтвердил известный на практике "эффект торцов", заключающийся в том, что часть боковой поверхности эластомера "ложится" на сжимающие пластины.

Четвертая глава посвящена сопоставлению результатов расчетных и экспериментальных исследований эластомерно-металлических элементов, предназначенных для использования в поглощающих аппаратах автосцепки подвижного состава. Рассмотрены также вопросы контроля погрешности в процессе расчета.

Исследованию подвергались элементы, изготовленные из полиуретана марки СКУ ПФЛ, твердость по Шору А 90 усл. ед.

Предварительно был проведен описанный в литературе эксперимент по определению статического модуля сдвига эластомера при одноосном сжатии цилиндрических образцов с соотношением $\frac{r}{h} < 0,6$ между параллельными плитами с нанесенной силиконовой смазкой. Было получено значение $G=3,15 \text{ МН/м}^2$, что хорошо согласуется со значением, найденным по формуле для определения модуля сдвига по твердости резиноподобного материала, приведенной в "Нормах расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)".

В рамках работы были проведены расчетные и экспериментальные исследования для некоторых видов эластомерно-металлических элементов (рис. 1, а), б)).



а)

б)

Рис. 1. Эластомерно-металлические элементы

Расчеты проводились с шагом по деформации (для рассматриваемой половинки детали) 0,5 мм, максимальная деформация достигала 32% от первоначальной высоты.

Согласно расчету, деформирование элемента, показанного на рис. 1 а) происходит таким образом, что в плоскости симметрии, параллельной торцам, образуется складка. В процессе нагружения эта складка вначале увеличивается, а затем начинает раскрываться. Это

же наблюдалось на всех образцах, подвергшихся испытаниям.

Как расчеты, так и эксперименты показали, что в процессе деформирования элемента, показанного на рис. 1 б), часть боковой поверхности "ложится" на бортики и движется вместе с ними. Образование складочки в плоскости симметрии также имеет место.

Статистическая обработка результатов экспериментов проводилась исходя из предположения о нормальном законе распределения регистрируемых в ходе нагружения величин. Для каждого фиксируемого в процессе эксперимента уровня деформации расчетные значения продольной силы оказались внутри доверительных интервалов, построенных по экспериментальным данным с доверительной вероятностью 95%.

На основании расчетов эластомерных элементов различного вида с рядом значений шага нагружения был выбран шаг порядка 3%. При этом наблюдается достаточная устойчивость вычислительного процесса.

Были выведены формулы, позволяющие на каждом шаге дельта-метода определять верхнюю границу погрешности линеаризации. Тем самым становится возможным контролировать вычислительный процесс, изменяя при необходимости величину шага, а также оценивать полную погрешность всего расчета и сравнивать ее с задаваемой из априорных соображений допустимой величиной, либо, задавшись значением допустимой погрешности для шага расчета, выбирать величину каждого шага исходя из величины получаемой на данном шаге погрешности.

Проведенные расчеты показали, что суммарная погрешность расчета нагружения эластомерно-металлического элемента, показанного на рис. 1 а) по силе не превышает 18%, по поглощенной энергии — 2%.

Пятая глава посвящена совершенствованию формы эластомерно-металлических элементов поглощающего аппарата ГП-120 автосцепки железнодорожного подвижного состава, предназначенного для защиты подвижного состава железных дорог от продольных нагрузок и передачи продольных усилий, исходя из критерия повышения его энергоемкости с учетом конкретных ограничений, накладываемых условиями эксплуатации.

Разработанный по заданию МПС Гидро-полиуретановый поглощающий аппарат ГП-120 готовится к серийному производству коллективами кафедры "Динамика и прочность машин" Брянского государственного технического университета и НПП "Дипром".

В начале главы подробно описывается устройство и принцип

действия поглощающего аппарата ГП-120. Комплект эластомерно-металлических элементов аппарата в свободном и нагруженном состоянии показан на рис. 2.

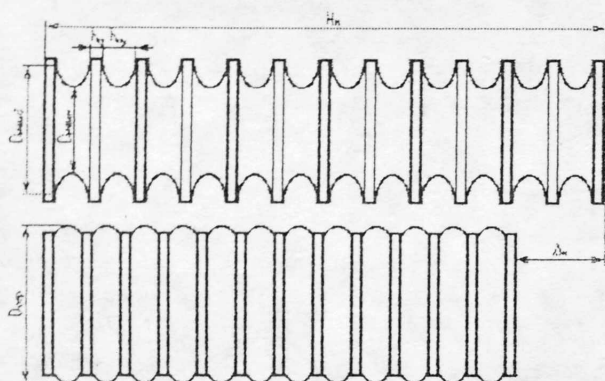


Рис. 2. Комплект эластомерно-металлических элементов аппарата ГП-120

На основании работ Л.Н. Никольского и В.Г. Кеглина, всесторонне исследовавших теоретические и практические аспекты применения поглощающих аппаратов, был выбран критерий качества комплекта — величина поглощаемой энергии, равная работе внешних сил при его статическом (или квазистатическом) деформировании:

$$J = N_{эл} \int_{\Delta_{эл}} P d\Delta \quad .$$

На основании анализа влияния на выбранный критерий качества были отобраны те параметры аппарата, которые наиболее целесообразно принять в качестве варьируемых факторов при постановке и решении задачи оптимизации — наименьший $D_{наим}$ и наибольший $D_{наиб}$ диаметры эластомерного элемента и количество элементов в комплекте $N_{эл}$, прямо связанное с высотой элемента h_{ny} . Параметры, связанные с габаритами аппарата, были оставлены без изменения.

Проведенный анализ эксплуатации и испытаний позволил сформировать систему ограничений, накладываемых на работу эластомерных элементов. Слабым местом эластомерно-металлических элементов является соединение эластомера с металлической арматурой. Ни в

одном из проведенных нагружений не было отмечено разрушений массива полиуретана, произошедших до разрыва клеевого соединения. В соответствии с этими соображениями прочность клеевого соединения была выбрана в качестве основного ограничения. Другие принятые ограничения связаны с естественной областью допустимых значений размеров элементов, а также с конструктивными пределами поперечных деформаций, устанавливаемых условиями эксплуатации.

Для решения поставленной задачи был выбран метод, основанный на полиномиальной аппроксимации критерия качества и функциональных ограничений методами теории планирования эксперимента.

На основании полного факторного эксперимента строились линейные полиномиальные модели с учетом парных эффектов взаимодействия. В том случае, если одна из моделей в исследуемой области оказывалась неадекватной, план эксперимента достраивался до плана Бокса и строилась квадратичная полиномиальная модель с учетом парных эффектов взаимодействия. Применялся априорный метод оценки погрешности. Ограничение на поперечную деформацию элементов принималось во внимание при выборе области планирования. Поскольку количество эластомерных элементов в комплекте $N_{\text{эл}}$ может быть только целым числом, высота элемента h_{ny} является величиной дискретной. Анализ проводился для действительно возможных значений высоты элемента, определяемых по формуле $h_{ny} = \frac{H_{\text{к}}}{N_{\text{эл}}} - 2h_{\text{м}}$.

Рассматривались эластомерные элементы различной формы:

- элементы, сечение которых ограничено двумя прямыми линиями (аналогичные показанным на рис.1 а);
- элементы, сечение которых ограничено параболой;
- элементы с осевым отверстием;
- элементы конической формы.

В результате проведения серии предварительных расчетов было установлено, что элементы конической формы имеют значительно более низкую энергоемкость, чем элементы, сечение которых ограничено двумя прямыми, и элементы с параболической боковой поверхностью такой же высоты (в среднем, на 80-90%). Недостатком элементов с осевым отверстием являются большие сдвигающие напряжения в участках клеевого соединения, прилегающих к отверстию. Таким образом, для дальнейшего исследования были отобраны элементы групп а) и б).

Все расчеты проводились исходя из соображений одинаковой абсолютной деформации комплекта эластомерных элементов, соответствующей ходу аппарата.

В конце пятой главы приводятся результаты оптимизации. На

основании их анализа рекомендуется для поглощающего аппарата ГП-120 применение комплекта, состоящего из 12 эластомерно-металлических элементов, эластомерные детали которых ограничены параболической боковой поверхностью и имеют следующие размеры:

$$\begin{aligned} D_{\text{наим}} &= 56,5 \text{ мм} \\ h_{\text{пу}} &= 15,0 \text{ мм} \\ D_{\text{наиб}} &= 88,0 \text{ мм} \end{aligned}$$

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ, ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Выполнен обзор существующих подходов к описанию свойств эластомерных материалов. Сформулирована система гипотез, отражающая поведение несжимаемых материалов при деформациях порядка 30–40%, характерных для широкого класса конструкций.

2. Разработаны математические модели деформирования эластомеров в области малых и средних деформаций, базирующиеся на методе конечных элементов в форме метода перемещений. Разработан конечный элемент для решения осесимметричной задачи.

3. Разработана методика и соответствующее программное обеспечение для статического расчета эластомерно-металлических конструкций при средних деформациях, учитывающая специфические граничные условия и особенности приложения нагрузки.

4. С использованием разработанного программного комплекса проведены расчеты деталей, для которых в литературе имеются теоретические решения. Установлено, что рассчитанное по МКЭ решение достаточно хорошо согласуется с формулами, полученными различными авторами.

5. Проведены расчетное и экспериментальное исследование различных вариантов эластомерно-металлических элементов, предназначенных для использования в проектируемом гидрополиуретановом поглощающем аппарате автосцепки железнодорожного подвижного состава. Расхождение между результатами расчета по МКЭ и эксперимента оказалось не более 20% для всех рассмотренных модификаций. Выявлены особенности статического деформирования подобных конструкций.

6. Изучены вопросы оценки погрешности кусочной линеаризации для положенного в основу разработанных методик шагового метода расчета. Определена верхняя граница погрешности проведенного расчета силовой характеристики эластомерно-металлического амортиза-

тора: по силе — 17%, а по поглощаемой энергии (наиболее важному критерию качества устройств этого класса) — 2%. Даны конкретные практические рекомендации по назначению величины шага вычислительного процесса в зависимости от задаваемой исследователем допустимой погрешности.

7. Проблема совершенствования формы поверхности эластомерного элемента поглощающего аппарата автосцепки железнодорожного подвижного состава преобразована к классическому виду оптимизационной задачи с поиском условного экстремума.

8. Разработан метод оптимизации, основанный на построении полиномиальных моделей, аппроксимирующих целевую функцию и сложные функциональные ограничения методами планирования эксперимента, и соответствующее программное обеспечение.

9. Решена задача оптимального проектирования формы боковой поверхности эластомерно-металлического амортизатора по критерию максимума поглощаемой энергии при ограничениях, накладываемых конструктивными особенностями аппарата и условием прочности клеевого соединения.

10. Разработанную методику и программное обеспечение можно рекомендовать к применению для исследования эластомерно-металлических конструкций, работающих при относительных деформациях до 40%.

11. Программное обеспечение и результаты оптимального проектирования конструкции поглощающего аппарата внедрены в промышленную эксплуатацию на НПП "Дипром", г. Брянск. Годовой экономический эффект составляет 3 млн. руб. на каждый вагон, оборудованный поглощающим аппаратом ГП-120.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Рафаловская М.Я., Евельсон Л.И. Алгоритм статического расчета резиновых элементов // Динамика, прочность и надежность транспортных машин: Сб. научн. тр. — Брянск: БИТМ, 1994. — С. 83–87.

2. Кеглин В.Г., Рафаловская М.Я. Расчет эластомерно-металлического элемента поглощающего аппарата автосцепки с учетом несжимаемости эластомера // Проблемы механики железнодорожного транспорта: Динамика, надежность и безопасность подвижного состава: Тез. докл. IX Международной конф. — Днепропетровск, 1996. — С. 216–217.

3. Рафаловская М.Я. Алгоритм расчета по МКЭ несжимаемых высокоэластичных материалов // Математические модели, методы потенциала и конечных элементов в механике деформируемых тел: Тез. докл. XV Международной конф. — СПб., 1996. — С. 109.

4. Ефимов К.В., Рафаловская М.Я. Выбор оптимальной формы боковой поверхности резинометаллического упругого элемента // Динамика, прочность и надежность транспортных машин: Сб. научн. тр. — Брянск: БГТУ, 1997. — С. 123–127.

5. Евельсон Л.И., Рафаловская М.Я. Программа для оптимизационных расчетов на ЭВМ виброизоляции элементов оборудования вагонов // Динамика, прочность и надежность транспортных машин: Сб. научн. тр. — Брянск: ВИТМ, 1990. — С. 69–73.

6. Evelson L., Raphalovskaya M. Calculation method of defining of rubber-like dampers shape // The 26th Israel Conference on mechanical engineering: Conference proceedings — Technion City (Haifa), 1996. — P. 627–629.

7. Ефимов К.В., Рафаловская М.Я. Выбор рациональной формы боковой поверхности резинометаллического упругого элемента // Динамика и прочность машин — 95: Тез. докл. всероссийской конф.-олимпиады — СПб., 1995. — С. 27.

Лицензия №020381 от 22.02.92. Подписано в печать 04.11.97
Формат 60х84 1/16 Бумага типографская №2. Офсетная печать.
Печ.л. 1. Уч.- изд. л. 1. т. 100 экз. Заказ 668 Бесплатно.

Брянский государственный технический университет
Лаборатория оперативной полиграфии