

С.Т.БРУЛЬ, Центральное бронетанковое управление Вооружения
Главного управления логистики Командования сил поддержки
Вооруженных Сил Украины, г. Киев

МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕАКЦИИ КОРПУСА БОЕВОЙ МАШИНЫ НА ДЕЙСТВИЕ ПОДВИЖНОЙ НАГРУЗКИ: ТЕОРИЯ, МЕТОДЫ И МОДЕЛИ

У статті наведена математична модель дії ударної хвилі на корпус транспортного засобу. Розроблено оригінальну методику навантаження скінченно-елементної моделі рухомим тиском. Наведені моделі та результати тестових розрахунків.

The mathematical model of shock wave action on the transport vehicle hull is presented in the article. The original method of loading of finite-element model by mobile pressure is developed. Models and results of test calculations are presented.

Актуальность проблемы. В современных условиях роль военных гусеничных машин (ВГМ) возрастает, особенно с учетом их широкого применения в локальных конфликтах, миротворческих операциях и непосредственно в передовых подразделениях вооруженных сил (ВС) различных стран. Это подтверждают военные конфликты в Югославии, Ираке, Сьерра-Леоне, Сомали и др. Вместе с тем возрастает мощь средств поражения, в особенности опасных для легкобронированных целей. Это противоречие состоит, с одной стороны, в увеличении количества легких ВГМ, а с другой – в невозможности защитить от существующих средств поражения. Создавшееся противоречие может быть устранено путем установке на этом классе машин различных дополнительных средств защиты из серии активной или пассивной. В свою очередь это сдерживается возможностью корпусов легких ВГМ по прочностным и жесткостным характеристикам. В связи с этим расчет напряженно-деформированного состояния (НДС) наиболее нагруженных и ответственных элементов легкобронированных машин – *необходимый и важный* этап проектных работ. Это обусловлено тем, что данные машины предназначены для работы в экстремальных условиях нагружения.

Особенную *актуальность* данная задача приобретает при исследовании реакции корпусов вновь проектируемых изделий на воздействие ударной волны, а также для модернизации изделий, изготовленных ранее. Корпус боевой машины замыкает силовые потоки в машине как единой сложной механической системе. Для обеспечения живучести изделия в условиях боевого применения необходимо, чтобы его корпус, являющийся основным силовым и защитным элементом изделия, обеспечивал возможность выполнения боевых задач, в т.ч. при воздействии ударной волны.

В процессе проектирования получаемый механический пространственный объект характеризуется индивидуальным набором массово-размерных параметров. Его корпус представляет собой пространственную тонкостенную

сварную конструкцию со множеством вырезов, подкреплений, усилений, стоек и других элементов. На корпусе размещены различные агрегаты и системы. При этом решение задачи обеспечения живучести объекта невозможно ни на основе использования конструкторского опыта, ни на основе упрощенных расчетов, поскольку исследуемая механическая система имеет сложную пространственную структуру, большое количество элементов, сложный характер силовых и граничных условий.

Для обоснованного определения конструктивных параметров элементов корпусов наиболее целесообразно проведение численных исследований, что предполагает разработку математических моделей, алгоритмов и соответствующего программного обеспечения. В литературе решение такой задачи для легкобронированных ВГМ не встречается. Таким образом, решение задачи создания методов, алгоритмов и программного обеспечения как инструмента моделирования динамических процессов и НДС корпусов легкобронированных машин для обеспечения требуемого уровня их тактико-технических характеристик (ТТХ) является *актуальной* научно-технической задачей.

В статье описана общая математическая модель НДС корпуса гусеничной машины. Приведены общие соотношения метода конечных элементов (МКЭ), типы используемых конечных элементов, а также новая схема задания воздействия ударной волны на ансамбль конечных элементов, моделирующих корпус. Получены результаты решения тестовых задач.

1. Моделирование напряженно-деформированного состояния корпусов легкобронированных машин методом конечных элементов. При рассмотрении проблемы автоматизации процесса проектирования, исследования и изготовления элементов сложных машиностроительных конструкций, в т.ч. корпусов легкобронированных машин, целесообразно использовать системный подход [1]. При этом сама исследуемая механическая разнокомпонентная система в процессе создания требует проведения целого ряда исследований, в том числе определения напряженно-деформированного состояния (НДС) наиболее нагруженных и ответственных элементов для обоснованного выбора основных конструктивных параметров. Необходимо проведение многочисленных исследований для определения реакции системы на внешние воздействия, для чего наиболее широко применяется МКЭ [2].

МКЭ в настоящее время достиг достаточной глубины теоретического обоснования. Он реализован в виде современных программных пакетов, которые обладают широкими функциональными возможностями для построения конечно-элементных моделей (КЭМ), для моделирования разнообразных физико-механических процессов, а также развитыми средствами постпроцессинга. Кроме того, средства конечно-элементного моделирования интегрируются в системы автоматизированного проектирования. Это позволяет решать не только задачи анализа напряженно-деформированного состояния, но и отдельные задачи синтеза. В частности, довольно просто организуются: анализ чувствительности к изменению конструктивных параметров, параметрический анализ, параметрическая оптимизация. Но возможности анализа и синтеза исчерпываются, как только

возникает задача структурного синтеза или построения оптимизационных процедур на множествах, которые задаются системой сложных ограничений и связей. Причина этого затруднения – неприспособленность существующих систем компьютерного проектирования, анализа и синтеза к оперированию с трудноформализуемыми данными. И, в конце концов, существует проблема взаимосвязи в системе „проектант – программный комплекс”. Как правило, для исследования сложных и сверхсложных механических систем необходимо привлекать высококвалифицированных исследователей, которые в совершенстве владеют теми или иными программными продуктами. В то же время на практике требуется оперативное проведение большого количества исследований, причем исследователями, которые являются специалистами в вопросах проектирования конструктивной конкретные типов. Особенно ситуация обостряется в процессе проектирования новых машиностроительных конструкций, когда все приведенные выше обстоятельства действуют в совокупности. В связи с этим возникают следующие актуальные задачи:

1. Разработка общего метода описания расчетных моделей сложных и сверхсложных механических систем (СМС), которые естественным образом учитывают количественные, качественные, структурные характеристики исследуемых объектов.

2. Разработка структуры интегрированной системы автоматизированного анализа напряженно-деформированного состояния и синтеза сложных конструкций на основе объединения геометрического, конечно-элементного моделирования и учета специфических особенностей проектируемых изделий.

3. Реализация предложенного подхода при решении конкретных прикладных задач, например, при исследовании напряженно-деформированного состояния бронекорпусов легкобронированных машин при действии ударной волны.

Формулировка задачи анализа характеристик прочности и жесткости элементов сложных механических систем. Рассмотрим механическую систему взаимодействующих тел, поведение которой (математическая модель) описывается в общем виде в операторной форме [3]

$$\bar{L}_M(u_M, p_M, f_M, t) = 0, \quad (1)$$

где \bar{L}_M – некоторый оператор, структура и параметры которого зависят от типа исследуемого явления, состава системы, предельных условий, нагрузки и условий соединения; u_M – массив переменных состояния, относительно которых сформулирована задача и которые образуют пространство решений U_M ; p_M – массив параметров (характеристики физико-механических свойств, геометрические размеры, величины присоединенных масс, жесткости), которые составляют параметрическое пространство P_M ; f_M – массив, который характеризует действующие на систему внешние нагрузки (поверхностные, объемные, сосредоточенные нагрузки), которые составляют пространство нагрузок F_M ; t – время или другой параметр, который характеризует исследуемое явление как процесс.

В частности, для большинства случаев удобно сформулировать напряженно-деформированное состояние в перемещениях. В этом случае $U_M = \bigcup_s u_{M_i}^{(s)}$, где $u_{M_i}^{(s)} = u_{M_i}^{(s)}(r_i, t)$ – массив перемещений точек элемента s исследуемой системы функций с радиусом-вектором \mathbf{r} с компонентами r_i ($i = 1, 2, 3$), которые соответствуют моменту времени t . Соответственно $P_M = \bigcup_s p_M^{(s)}$, $F_M = \bigcup_s f_M^{(s)}$. Например, для некоторого элемента исследуемой системы (массивное тело) общее уравнение (1) расписывается в виде системы уравнений (индексы $*$.^(s) опущены) в области Ω , занимаемой телом [4]:

$$2\varepsilon_{ij} = u_{i,j} + u_{j,i}; \quad (2) \quad \sigma_{ij} = C_{ijkl} \varepsilon_{ij} \varepsilon_{kl}; \quad (3) \quad \sigma_{ij,j} + \bar{f}_i = 0, \quad (4)$$

где $\sigma_{ij}, \varepsilon_{ij}$ – компоненты тензоров напряжений и деформаций, связь между которыми задается тензором упругих постоянных C_{ijkl} ; \bar{f}_i – составляющая объемной нагрузки.

Соотношения (2)–(4) дополняются граничными условиями:

$$u_i|_{S_u} = g_i(\mathbf{r}), \quad (5) \quad \sigma_i|_{S_\sigma} = \bar{f}_i(\mathbf{r}), \quad (6)$$

где S_u, S_σ – части поверхности тела, на которые заданы геометрические и силовые граничные условия, и g_i, \bar{f}_i – вектор-функции перемещений и поверхностных нагрузок.

Конечно-элементное описание поведения элементов сложных механических систем. Для численного решения задачи (1) в данное время часто применяется метод Ритца с базисными кусочно-полиномиальными функциями φ_i – метод конечных элементов [2]. Тогда, вводя пространство V^n (где n – количество степеней свободы узлов сетки конечных элементов) базисных функций МКЭ, исходную задачу можно привести на I к проблеме минимизации функционала I^n относительно массива узловых параметров q_i

$$I^n(q^n) = 1/2 K_{ij} q_i q_j - b_i q_i, \quad i, j = 1, \dots, n, \quad (7)$$

где $K_{ij} = (L\varphi_i, \varphi_j)$ – коэффициенты матрицы жесткости конструкции K ; φ_i – базисная функция МКЭ; $b_i = (f_i^N, q_i)$ – элементы массива узловых нагрузок.

Условия минимальности (7) дают систему линейных алгебраических уравнений

$$K \cdot q = b, \quad (8)$$

где q – массив параметров q_i , которая отвечает операторному аналогу (1):

$$\bar{L}_N(u_N, P_N, f_N, t) = 0, \quad (9)$$

где u_N, P_N, f_N – соответственно аналоги u_M, P_M, f_M в пространстве функций u_N , параметров P_N и нагрузок f_N .

В частности, корпуса легкобронированных машин представляют собой пространственную конструкцию, состоящую из стержней, панелей и массивов произвольной формы, поэтому для их моделирования используются стержневые, оболочечные и объемные конечные элементы (КЭ).

Для применения метода конечных элементов для исследования НДС корпусов легкобронированных машин должны быть найдены матрицы жесткости K и векторы нагрузки. В случае трехмерного элемента они имеют вид:

$$K = \int_V F dV; \quad b = \int_S f dS, \quad (10)$$

где F зависит от функции форм или их производных по глобальным координатам, f – массив поверхностных сил, V – объем, занимаемый некоторым элементом исследуемой конструкции, S – его поверхность.

Для вычисления матриц жесткости или векторов сил необходимо сделать два преобразования [2]: выразить глобальные производные через локальные производные, так как функции форм заданы в локальных координатах ξ, η, ζ ; элементарный объем или его граничные поверхности, по которым нужно проводить интегрирование, представить в локальных координатах и изменить пределы интегрирования.

В результате моделирования элементов крупногабаритных пространственных конструкций обычно получается КЭМ, в общем случае представляющая собой ансамбль конечных элементов различных типов. При этом основными вопросами остаются: обеспечение необходимого качества конечно-элементного моделирования, т.е. соответствия расчетного НДС реальному, и ресурсные вычислительные препятствия. Наиболее важными при повышении качества конечно-элементной модели являются задачи уточнения следующих обобщенных параметров: тип задачи; тип конечных элементов; схема конечно-элементной разбивки; размеры конечных элементов; расположения зон сгущения-разрежения сетки КЭ; ограничения вычислительных ресурсов. При этом наиболее значимые ограничения вычислительных ресурсов при решении подобного типа задач – это объем доступной оперативной памяти.

Обобщенный параметрический подход при исследовании характеристик прочности и жесткости элементов сложных механических систем. Рассмотрим вопросы, связанные с исследованием элементов сложных и сверхсложных механических систем. При этом основным требованием является получение необходимых тактико-технических характеристик изделия T . Существует определенная связь между характеристиками T и множествами параметров P :

$$T = T(P), \quad (11)$$

где P – множество, которое содержит геометрические, технологические параметры и условия эксплуатации.

Решение обратной задачи, то есть определение такого множества

$$P = P(T), \quad (12)$$

которое обеспечивает заданные технические характеристики проектируемого объекта, является сложной задачей, которая не имеет в большинстве случаев однозначного оптимального решения.

В работах [3, 5-7] предложен метод обобщенного параметрического описания элементов сложных механических систем, который используется в данной статье в сочетании с МКЭ для создания специализированных систем автоматизированного проектирования и исследования поведения корпусов легкобронированных машин под действием ударной волны.

Общая структура системы автоматизированного проектирования, изготовления и исследования элементов сложных механических систем. Для обеспечения автоматизированного компьютерного моделирования элементов сложных машиностроительных конструкций возможны несколько путей:

1. Полномасштабная разработка *оригинальной* специализированной системы;
2. Разработка *специальных* модулей в составе универсальной системы (или автономных);
3. Создание *специализированных* модулей анализа и синтеза, которые могут работать как *автономно*, так и в режиме *интеграции*, причем как со специализированными, так и с универсальными системами (рис. 1).

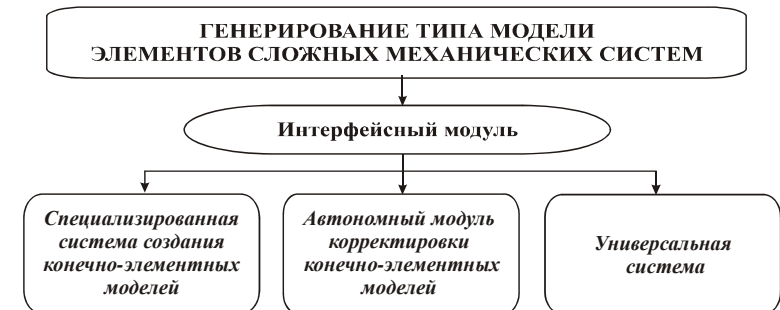


Рис. 1. Специализированная интегрированная система автоматизированного анализа и синтеза элементов сложных механических систем

Последний вариант имеет несомненные преимущества [3, 5-7]:

- в отличие от варианта 1) не требует больших затрат материальных, интеллектуальных и временных ресурсов на его создание;
- в отличие от варианта 2), в котором системы „привязаны” к опреде-

ленному классу объектов, специализированная система имеет возможность „переназначивания” на той или иной класс объектов при сохранении таких качеств, как функциональная универсальность создаваемой системы в принципе, оперативность и нетребовательность к квалификации пользователей;

- в отличие от случая 2) появляется возможность использования мощности современных универсальных систем (именно в том случае, когда она необходима), оперативности и невысокой затратности автономных модулей или гибкости и переназначиваемости специализированных систем в компромиссном варианте.

Кроме того, данный вариант обладает еще и тем несомненным преимуществом, что он может быть основой для создания отечественных систем автоматизированного проектирования, исследования и изготовления элементов сложных и сверхсложных конструкций путем естественного расширения функций и „вымывания” блоков и тех модулей универсальных систем, чьи функции перехватываются, заменяются и улучшаются подсистемами отечественной разработки. Этот очень перспективный путь создания крупномасштабных отечественных разработок, в частности, для проектирования и исследования корпусов легкобронированных машин при самых разнообразных воздействиях [3].

В статье предполагается использовать именно данный вариант исследования. Он позволяет генерировать параметрические геометрические и конечно-элементные модели, что дает возможность выстраивать единую цепь исследований: „физическая модель – математическая модель – численная модель” объекта. Однако открытым остается проблема моделирования подвижной нагрузки на создаваемую конечно-элементную модель.

2. Моделирование нагрузки на корпус транспортного средства. Метод конечных элементов позволяет определять НДС в корпусах транспортных средств при действии разнообразных нагрузок. Однако существует определенная особенность МКЭ при учете поверхностных и объемных нагрузок. Рассмотрим такой конечный элемент, часть поверхности которого совпадает с внешней поверхностью, ограничивающей тело. Вариация работа объемных \mathbf{R} и поверхностных \mathbf{P} сил на перемещениях \mathbf{u} равна

$$\delta \tilde{A}^e = \int_{V_e} \delta \mathbf{u}^T \mathbf{R} dV + \int_{S_e} \delta \mathbf{u}^T \mathbf{P} ds.$$

Первый интеграл в правой части этого выражения берется по объему элемента, а второй – по его поверхности. Учитывая, что значение $\delta \mathbf{u} = \mathbf{N} \delta \mathbf{V}^e$ (\mathbf{N} – функция формы КЭ, \mathbf{V}^e – вектор его узловых параметров [2]), получим:

$$\delta \tilde{A}^e = (\delta \mathbf{V}^e)^T \left(\int_{V_e} \mathbf{N}^T \mathbf{R} dV + \int_{S_e} \mathbf{N}^T \mathbf{P} ds \right).$$

Узловые силы $\tilde{\mathbf{P}}^e$ эквивалентны заданной внешней нагрузке, если работа этих сил $(\delta \mathbf{V}^e)^T \tilde{\mathbf{P}}^e$ на узловых перемещениях равна $\delta \tilde{A}^e$. Это приводит к равенству

$$\tilde{\mathbf{P}}^e = \int_{V_e} \mathbf{N}^T \mathbf{R} dV + \int_{S_e} \mathbf{N}^T \mathbf{P} ds. \quad (13)$$

Учитывая блочную структуру вектора $\mathbf{V}^e = \{V_i, V_y, \dots\}$, представим матрицу \mathbf{N} также в блочном виде $\mathbf{N} = \{N_i, N_y, \dots\}$. Тогда $\tilde{\mathbf{P}}^e = \{\tilde{P}_i^e, \tilde{P}_j^e, \dots\}$, где

$$\tilde{P}_r^e = \int_{V_e} \mathbf{N}_r^T \mathbf{R} dV + \int_{S_e} \mathbf{N}_r^T \mathbf{P} ds \quad (r = i, j, \dots). \quad (14)$$

Формула (14) определяет вклад, который вносит данный элемент в эквивалентные силы в узле r . Аналогично приводятся к узловым силам и нагрузкам, приложенные к другим элементам. После суммирования вкладов отдельных элементов, вектор нагрузки для каждого узла будет равен:

$$\tilde{\mathbf{P}}^e = \sum_e \tilde{P}_r^e \{ \tilde{P}_i^e, \tilde{P}_j^e, \dots \}. \quad (15)$$

Здесь знак \sum означает суммирование по всем элементам, сходящимся в узле r .

Таким образом, технология МКЭ предполагает приведение распределенной поверхностной и объемной нагрузок к сосредоточенной в узле. Хотя при этом обеспечивается энергетическая эквивалентность, это может дать погрешность, особенно в случае неравномерно распределенной нагрузки. Поэтому для учета таких видов нагрузки необходимо брать достаточно мелкую сетку в месте ее приложения и обязательно проводить контрольный расчет с более мелкой КЭ сеткой. Рассмотрим ниже особенность приложения подвижной динамической нагрузки на КЭМ, пройдя предварительно этапы формирования разрешающих уравнений исследуемой системы.

Моделирование динамических задач. Для описания процесса упругих колебаний воспользуемся уравнением Лагранжа 2-го рода [8, 9]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{u}_i} \right) + \frac{\partial U}{\partial u_i} = Q. \quad (16)$$

Выражение для кинетической энергии элемента системы имеет вид:

$$2T_e = \int_{V_e} \rho \dot{\mathbf{u}}^T \dot{\mathbf{u}} dV, \quad (17)$$

где ρ – плотность элементарного объема материала, $\dot{\mathbf{u}}$ – скорости перемещений элементарных объемов.

С учетом равенства $\mathbf{u} = \mathbf{N} \mathbf{V}^e$ выражение (17) имеет вид:

$$2T_e = \int_{V_e} \rho (\dot{\mathbf{V}}^e)^T \mathbf{N}^T \mathbf{N} \dot{\mathbf{V}}^e dV. \quad (18)$$

Введем понятия матрицы масс для конечного элемента в виде:

$$m^e = \int_{V_e} \rho \mathbf{N}^T \mathbf{N} dv. \quad (19)$$

Подставляя в (16) выражения для кинетической и потенциальной энергий, получим уравнения вынужденных колебаний отдельного КЭ:

$$m^e \ddot{V}^e + k^e V^e = Q^e + \tilde{P}^e. \quad (20)$$

Используя известную процедуру сочленения КЭ, получаем уравнение вынужденных колебаний системы с конечным числом степеней свободы:

$$M \ddot{V} + KV = \tilde{P}(t), \quad (21)$$

где матрицы жесткости и масс системы состояются из соответствующих матриц КЭ, внешнее воздействие представляется через сумму узловых нагрузок, сумма реакций связей между элементами равняется нулю:

$$M = \sum_e m^e, \quad K = \sum_e k^e, \quad \tilde{P}(t) = \sum_e \tilde{P}^e, \quad \sum_e Q^e = 0.$$

Если в уравнении положить вектор $\tilde{P}(t) = 0$ и взять решение в виде $V = \lambda \sin(pt + \alpha)$, то получим систему уравнений, представляющую собой обобщенную проблему собственных значений. Откуда для нахождения собственных форм получим выражение:

$$(K - p_j^2 M) \lambda_j = 0, \quad (22)$$

где p_j^2 – квадрат собственной частоты; λ_j – вектор собственных форм; $j = 1 \dots n$ (n – число степеней свободы конструкции).

Величины p_j^2 находятся как корни следующего частотного уравнения:

$$\det([K] - p^2[M]) = 0. \quad (23)$$

Решение задачи о собственных формах и частотах (23) обеспечивают две технологии решения уравнения (21). Первая – это прямое интегрирование уравнения вынужденных колебаний (21). Данная задача требует больших временных затрат, особенно для систем большого порядка. Именно к таким и относятся пластинчато-стержневые корпусные конструкции. Однако данную задачу можно решить методом разложения по собственным формам [8, 9].

Одним из наиболее распространенных методов для получения амплитуд вынужденных колебаний является метод разложения по собственным формам. Он позволяет для получения результата использовать ограниченное число собственных форм, что значительно увеличивает скорость расчета при достаточно высокой точности получаемых результатов. Суть этого метода заключается в следующем. Перемещения узлов представляются в виде разложения по собственным формам

$$\{V(t)\} = [\lambda] \{b(t)\}, \quad (24)$$

где $[\lambda]$ – матрица собственных форм системы, нормированная по матрице

масс; $\{b(t)\}$ – вектор коэффициентов разложения или модальных координат.

Подставляя (24) в уравнение вынужденных колебаний (21) и умножая на транспонированную матрицу собственных форм, получаем следующее выражение:

$$[\lambda]^T K [\lambda] \{b(t)\} + [\lambda]^T M [\lambda] \{\dot{b}(t)\} = [\lambda]^T \tilde{P}(t), \quad (25)$$

или

$$[\text{diag}(p^2)] \{b(t)\} + [E] \{\dot{b}(t)\} = [\lambda]^T \tilde{P}(t).$$

Из (25) видно, что исходная связанная система распалась на n независимых уравнений в модальных координатах следующего вида:

$$p_i^2 b_i(t) + \dot{b}_i(t) = \sum_{k=1}^n \lambda_{ik} \tilde{P}_k(t), \quad i = 1 \div n. \quad (26)$$

Интегрирование системы (26) требует значительно меньшего времени, и, кроме того, процесс интегрирования устойчив.

Значительное влияние на амплитуды вынужденных колебаний оказывает трение. Обычно различают два основных вида трения: внутреннее и конструкционное. Внутреннее трение характеризует демпфирующие свойства конкретного материала. Существует ряд гипотез о его физической природе [10], однако основным источником рассеяния энергии применительно к поликристаллическим конструкционным материалам (типичным представителем являются металлы) считаются микропластические деформации. Конструкционное трение определяется взаимным влиянием частей конструкции и взаимодействием с внешней средой при колебаниях. Величина коэффициента конструкционного трения для таких конструкций, как корпуса машин, значительно превосходит соответствующую величину внутреннего трения. Определение величины, характеризующей такое трение, возможно только в результате дорогостоящих экспериментов. В случае учета трения уравнение вынужденных колебаний записывается в следующем виде [9-11]:

$$M \ddot{V} + C \dot{V} + KV = \tilde{P}(t). \quad (27)$$

Значения коэффициентов матрицы демпфирования C обычно неизвестны, поэтому при решении системы (27) используют различные модели трения. Наиболее известными из них являются модель Релея и модель „модального” трения [9]. В основе учета демпфирования по Релею лежит представление матрицы демпфирования через сумму матрицы масс и матрицы жесткости с неопределенными сомножителями, которые подбираются эмпирически на основе эксперимента. При использовании теории „модального” трения предполагается, что каждая собственная форма затухает со своей скоростью. Поэтому матрица C при использовании этого способа удовлетворяет следующим условиям:

$$[\lambda]^T [C] [\lambda] = 2 [\text{diag}(p_j n_j)], \quad (28)$$

где p_j – j -я собственная частота; $2 n_j$ – коэффициент затухания j -й собствен-

ной формы [9-11]. В этом случае уравнения (26) принимают следующий вид:

$$p_i^2 \ddot{b}_i(t) + 2p_i n_i \dot{b}_i(t) + \ddot{b}_i(t) = \sum_{k=1}^n \lambda_{ik} \tilde{P}_k(t), \quad i = 1 \div n. \quad (29)$$

Таким образом, получены разрешающие уравнения динамического анализа конечно-элементного ансамбля без учета трения, с учетом трения, а также предложены способы интегрирования этих уравнений. Завершающим этапом моделирования является технология определения влияния подвижной нагрузки на корпус ВГМ.

Моделирование подвижной импульсной нагрузки на корпус при действии ударной волны. Постановка задачи об ударе при моделировании одно-массовой системы. В механике силовым ударом называют результат воздействия на тело сил бесконечно малой продолжительности, вызывающее мгновенное изменение его скорости на конечную величину. В технике понятие удара трактуется более широко. Ударом (или ударным воздействием) называют силовое или кинематическое возмущение относительно малой продолжительности и относительно большой интенсивности [11]. В качестве эталона интенсивности выбирается нормативная величина, определяемая из прочностных характеристик материала (ограничения по напряжениям) и из технических характеристик самой конструкции (ограничения по перемещениям и ускорениям); в качестве эталона длительности принимают отношение к периоду собственных колебаний конструкции. Таким образом, одно и то же воздействие в зависимости от конкретных условий может считаться и ударным, и неударным.

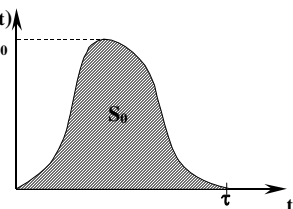


Рис. 2

Имеется ряд параметров ударного воздействия, в наибольшей степени влияющих на движение объекта. К их числу относится пиковое значение P_0 , длительность τ и полный импульс S_0 ударного воздействия $P(t)$ (рис. 2). Эти величины связаны соотношением:

$$S_0 = \int_0^{\tau} P_0(t) dt. \quad (30)$$

На рис. 3 приведены виды ударных импульсов [11]. По величине полного импульса S_0 ударные воздействия подразделяют на удары с приращением (см. рис. 3, а-е) и без приращения скорости. Импульсы ударов с приращением скорости называют односторонними, если за время удара $P(t)$ сохраняет знак (рис. 3, а-д). В описании односторонних импульсов различают фронт нарастания и фронт спада с длительностью соответственно τ_1 и $\tau_2 = \tau - \tau_1$.

Импульсы, приведенные на рис. 3, а, б, д, имеют вертикальный фронт нарастания ($\tau_1 = 0$). Моделирование такого вида нагружения представляет наибольшую трудность при использовании технологии МКЭ. Поскольку аналитическое описание подобной нагрузки для реальных случаев достаточно сложно, она аппроксимируется кривыми в виде набора точек. При этом задание верти-

кального участка невозможно, и он заменяется наклонной линией. Это требует большого числа точек на очень малом участке для обеспечения устойчивости процесса интегрирования. Практически получение решения возможно в этом случае только методом разложения по собственным формам (26).

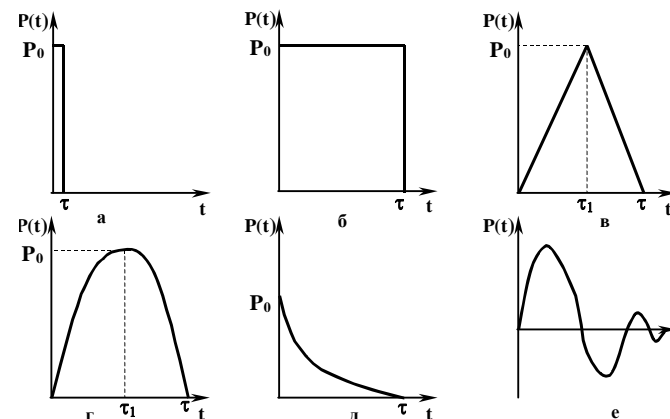


Рис. 3: Виды ударных импульсов:

а – мгновенный; б – прямоугольный; в – треугольный; г – полусинусоидальный; д – экспоненциальный; е – затухающий знакопеременный

Для решения системы в явном виде (21) необходимо использовать специальные математические алгоритмы интегрирования (пакет LS-DYNA).

Рассмотрим поведение одномассовой линейной системы при ударном воздействии без учета демпфирования. Уравнение движения такой системы при ударе можно представить в виде:

$$m\ddot{x}(t) + cx(t) = P(t), \quad \text{или} \quad \ddot{x}(t) + p_*^2 x(t) = P_*(t), \quad (31)$$

где $p_*^2 = cm^{-1}$; $P_*(t) = (1/m)P(t)$.

В предположении, что удар действует на первоначально покоящийся объект, частное решение уравнения (30) имеет вид:

$$x(t) = \frac{1}{p_*^2} \int_0^t P_*(\theta) \sin p_*(t - \theta) d\theta. \quad (32)$$

Запишем выражение для импульсной нагрузки длительностью τ :

$$P_*(t) = \begin{cases} P_*(t), & 0 \leq t \leq \tau; \\ 0, & t > \tau. \end{cases} \quad (33)$$

Тогда решение (32) принимает следующий вид:

$$x(t) = \begin{cases} \frac{1}{p_*} \int_0^t P_*(\theta) \sin p_*(t-\theta) d\theta, & 0 \leq t \leq \tau; \\ \frac{1}{p_*} \int_0^\tau P_*(\theta) \sin p_*(t-\theta) d\theta, & t > \tau, \end{cases} \quad (34)$$

причем при $t > \tau$ происходят свободные колебания системы. Поскольку основной целью при расчете на удар является определение максимальных характеристик системы (перемещения, напряжения, ускорения), соотношение (34) представляется в виде [11]:

$$x(t) = p_*^{-1} R(t) \sin[p_* t - \Psi(t)] \quad t \geq 0, \quad (35)$$

где

$$R(t) = \sqrt{A^2(t) + B^2(t)}; \Psi(t) = \arctg\left(\frac{B(t)}{A(t)}\right), \quad (36)$$

$$A(t) = \int_0^t P_*(\theta) \cos(p_* \theta) d\theta, \quad B(t) = \int_0^t P_*(\theta) \sin(p_* \theta) d\theta.$$

Из выражений (35) и (36) следует, что процесс $x(t)$ представляет собой модулированные по амплитуде колебания с частотой p_* , при этом функция $R(t)/p_*$ выполняет функцию огибающей колебательного процесса. Следовательно, наибольшие значения максимальных перемещений не могут превзойти наибольшие значения функции $R(t)/p_*$. Особый интерес представляет время достижения максимума. Обозначим момент достижения максимума t_* . Удар, для которого момент $t_* > \tau$ есть момент достижения первого максимума, называют коротким, в противном случае удар называется длительным [11]. При длительном ударе могут иметь место несколько максимумов. Поэтому в случае короткого удара нет необходимости исследовать функцию $R(t)/p_*$, и максимум перемещения равен $R(\tau)/p_*$. В случае длительного удара необходимо провести исследование колебательного процесса.

Наибольшее отклонение системы для импульсов с вертикальным фронтом нарастания совпадает с первым максимумом, т.е. вызывают короткий удар. При этом для импульсов малой продолжительности ($p_* \tau \ll 1$) значение $R(\tau)$ с большой степенью точности, согласно (36), равно площади кривой импульса $P(t)$:

$$R(\tau) \approx \left| \int_0^\tau P_*(\theta) d\theta \right| = S_0.$$

Таким образом, пиковые значения перемещений одномассовой механической системы при ударе малой продолжительности не зависят ни от формы, ни от продолжительности ударного импульса и определяются лишь приращением нагрузки S_0 :

$$X_{\max} = p_*^{-1} S_0. \quad (37)$$

Практически достаточным условием отнесения ударного воздействия к короткому удару можно считать выполнение условия [11]:

$$0 < p_* \tau < \pi/4. \quad (38)$$

При длительности импульса, удовлетворяющего условию $\pi/4 < p_* \tau < \pi/2$, зависимость перемещения от длительности удара становится более заметной, при этом от формы зависимость незначительна.

Проведенный анализ поведения одномассовой динамической системы важен с точки зрения определения качественных и количественных характеристик протекающего при ударе процесса. Эти результаты дают возможность перейти собственно к рассмотрению многомассовой системы (в данном случае – конечно-элементной модели корпуса ВГМ).

Особенности моделирования воздействия ударной волны на конечно-элементной модели конструкции. При создании модели силового воздействия на КЭМ любой конструкции необходимо понимать суть МКЭ: реально континуальное тело заменяется конечным набором точек, т.е. любое непрерывное силовое воздействие мы можем моделировать только системой эквивалентных сосредоточенных параметров.

Основной особенностью ударной волны по отношению к импульсному ударному воздействию, которое мы рассмотрели, является то, что импульсное силовое воздействие меняет место приложения по

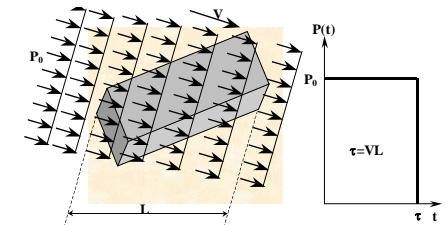


Рис. 4

поверхности конструкции во времени (рис. 4). Также ударная волна характеризуется направлением фронта (скорость V , см. рис. 4), т.е. может двигаться вдоль поверхности конструкции по разным направлениям.

Таким образом, в общем случае математическая модель воздействия ударной волны на КЭМ конструкции представляет совокупность точечных мгновенных нагрузок, приложенных к узлам КЭМ в разные моменты времени. Смоделировать мгновенную нагрузку или приложить разную нагрузку во всех точках КЭМ сложной пространственной пластинчато-стержневой конструкции по технологии МКЭ, реализованной в современных программных продуктах, достаточно сложно. Наиболее реалистичным подходом представляется замена непрерывной ударной волны системой последовательных импульсных ударных нагрузок, приложенных на ограниченных участках поверхности КЭМ конструкции (рис. 5).

Наиболее естественным будет разбиение непрерывной нагрузки на участки равной длительности τ_1 . В этом случае поверхность конструкции необходимо разбить на участки равной длины l_1 вдоль направления фронта волны. Если обозначить максимальную длину конструкции вдоль направления фронта волны как L , тогда время прохождения ударной волны через конструкцию

τ определяется выражением $\tau=V/L$, где V скорость ударной волны. Пусть k – количество участков. Тогда длительность воздействия и длина участка определяются как

$$\tau_i=V/L/k; \quad l_i=L/k, \quad i=1, \dots, k. \quad (39)$$

При этом на каждом участке будет действовать своя импульсная нагрузка $P_i(t)$ (см. рис. 5), имеющая одинаковую амплитуду, длительность и форму. Отличие – только во времени приложения к данному участку.

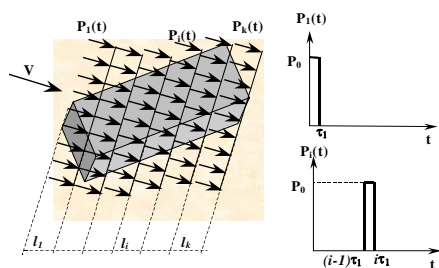


Рис. 5

Итак, мы заменили непрерывную импульсную нагрузку на систему последовательных импульсных нагрузок, приложенных на участках поверхности равной длины. Очевидно, что наша погрешность заключается в том, что и в начале участка l_i , и на конце его нагрузка действует в течение

времени τ_1 . Каков критерий эквивалентности нашей замены действительному характеру нагружения? Для этого можно воспользоваться понятием короткого удара. Как было показано выше, в этом случае максимальные перемещения не зависят ни от формы, ни от **длительности** нагрузки, а определяются выражением (37). При этом основным критерием определения характера удара по длительности является соотношение (38). Таким образом, для того чтобы представить непрерывную нагрузку в виде последовательной системы коротких ударов, необходимо обеспечить определенное соотношение между величиной собственной частоты и длительностью импульса. Но данное соотношение получено для одномассовой системы, а конечно-элементное представление конструкции описывает ее как систему n -взаимосвязанных масс, имеющих n собственных частот. В этом случае эффективно рассмотреть исследуемую систему в модальных координатах, воспользовавшись методом разложения по собственным формам. Уравнения вынужденных колебаний в модальных координатах (26) полностью соответствуют уравнению одномассовой системы (30). Отличие только в том, что мы имеем n независимых уравнений с разными собственными частотами p_i . Очевидно, что если рассматривать все собственные частоты, то для удовлетворения критерию короткого удара ($0 < p_i \tau_1 < \pi/4$) мы получим очень маленькую величину τ_1 , так как высшие собственные частоты принимают очень большие значения. Однако в величину максимального отклонения (37) величина собственной частоты входит в знаменатель, и очевидно, что вклад модальных координат, соответствующих высшим формам, в истинные перемещения будет незначительным.

Исходя из проведенного анализа, можно сформулировать критерии представления ударной волны системой последовательных импульсов:

1. Необходимо провести расчет собственных частот и форм, и определить эффективный спектр собственных частот, используя критерии (37) и (38).
2. Для полученной части спектра собственных частот определить τ_1 (38) и l_i (39).
3. Провести расчет вынужденных колебаний методом разложения по собственным формам при приложении нагрузки $P_1(t)$ на участке l_1 (см. рис. 5), оценить соответствие характера колебательного процесса короткому удару.
4. Провести сравнительный расчет при учете большего числа собственных форм.
5. В случае, если результаты п.3 и п.4 не обеспечивают необходимой точности, вернуться к п.2, увеличив эффективную часть спектра собственных частот.
6. Приложить нагрузку согласно рис. 5 и провести окончательный расчет вынужденных колебаний при действии ударной волны.

При построении КЭМ конструкции необходимо учесть погрешность представления распределенной нагрузки. Поэтому необходимо провести статический расчет перемещений и напряжений при приложении нагрузки $P_1(t)$ на участке l_1 как квазистатической. При этом провести варьирование сетки разбиения. Данный расчет желательно провести после определения величины l_1 , так как варьирование сеткой при анализе вынужденных нестационарных колебаний требует больших временных затрат.

Предложенная технология моделирования действия подвижной нагрузки на КЭМ замыкает всю цепь численного моделирования действия ударной волны на корпус ВГМ. При разработке комплекса разрешающих соотношений и методов решения сформированных систем уравнений основной упор был сделан на поэтапном продвижении от исследования более простых систем и решения частных задач к системам более сложным и задачам более общим. В результате разработан единый комплекс физических, математических и численных моделей для исследования реакции корпуса на прохождение ударной волны. Однако, как отмечалось выше, предложенную технологию численного моделирования необходимо встраивать в реальный процесс проектирования, который в настоящее время осуществляется в основном в среде современных мощных систем автоматизированного проектирования. Таким образом, приходим к задаче автоматизированного исследования напряженно-деформированного состояния корпусов ВГМ при действии ударной волны, интеграции этого процесса в среду современных систем CAD/CAE, а также созданию технологии автоматизации всех этапов их проектирования.

3. Схема построения конечно-элементной модели корпуса и колпака гусеничной машины. Проектирование новых и модернизация существующих гусеничных машин предполагает в качестве одного из важнейших этапов исследование различных свойств их наиболее важных элементов как составного элемента сложных механических систем. В частности, представляет интерес определение напряженно-деформированного состояния корпусов боевых машин при воздействии ударной волны в автоматизированном режиме.

Естественно, что для такой сложной механической системы как броне-

корпус, необходимо учитывать влияние на корпус также других сопряженных с ним элементов. Эти элементы находятся в сложном кинематическом и силовом взаимодействии, описываемом, в том числе, как условиями непроникновения, так и параметрами воздействия в конкретной боевой обстановке.

Анализ конструкции проектируемой гусеничной машины позволяет подойти к рассмотрению ее как единой механической системы, в которой естественным образом выделяется корпус как отдельная подсистема, а также другие узлы, системы, агрегаты (рис. 6).

Построение КЭМ исследуемого корпуса представляет собой отдельную сложную исследовательскую задачу. Существующие в настоящее время направления исследования механических конструкций (в том числе их собственных колебаний) можно разделить по типу используемого программного обеспечения:

1) *Специализированное программное обеспечение.* Его преимущества: оперативность; минимальные требования к вычислительным ресурсам; ограниченные требования к квалификации пользователя. Недостатки: ограниченность возможностей; необходимость затрат времени и средств на доработку ПО; вытеснение с рынка универсальными продуктами.

2) *Универсальное программное обеспечение.* Его преимущества: практически неограниченные принципиальные возможности; взаимодействие и интеграция с САПР различных типов; отработанный удобный интерфейс. Недостатки: необходимость затрат времени на разработку моделей; высокая стоимость; высокие требования к вычислительным ресурсам; высокие требования к квалификации пользователя.

Для устранения недостатков указанных типов программного обеспечения и объединения их преимуществ при исследовании корпуса боевой машины предлагается использовать интегрированные схемы. Данные подходы объединяют универсальные CAD (Pro/ENGINEER, SOLIDWorks), универсальные CAE (COSMOS/M, ANSYS), а также специальное ПО („КОПУС – нагрузка”). Результатом работы всего указанного комплекса являются параметрические КЭМ, которые позволяют оперативно производить построение баз данных и их модификацию для возникающих задач. Сама технология создания сквозных параметрических моделей корпусов ВГМ описана выше в п.1 и опирается на метод обобщенного параметрического описания СМС [3, 5-7]. Создаваемые при этом геометрические и



Рис. 6. Схема разделения боевой машины как единой механической системы на подсистемы

конечно-элементные модели корпусов обладают свойствами сквозной параметричности, ассоциативности на всех этапах исследований. Это ценное качество позволяет организовывать в автоматизированном режиме решения задач параметрического анализа и синтеза конструкций корпусов ВГМ по критериям прочности и жесткости при действии на них ударной волны. На рис. 7, 8 в качестве примера приведены пространственные твердотельные и конечно-элементные модели корпуса МТ-ЛБ, построенные в среде Pro/ENGINEER и ANSYS.

В Pro/ENGINEER проведена модификация модели и ее параметризация. С применением интерфейса Pro/ENGINEER с ANSYS полученная геометрическая информация использована для построения параметрических конечно-элементных моделей исследуемого корпуса. Предложенный подход дает эффективный инструмент построения конечно-элементных моделей корпусов гусеничных машин, последующего численного исследования их напряженно-деформированного состояния, а также, в конечном счете, и выбора основных конструктивных параметров корпусов.

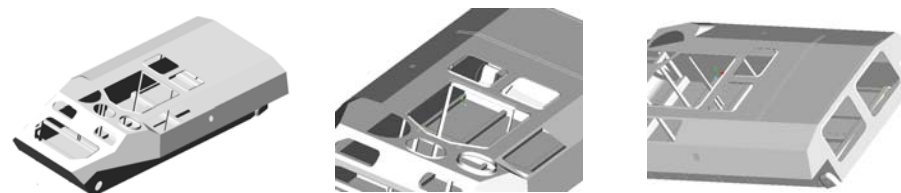


Рис. 7. Пространственная модель корпуса тягача

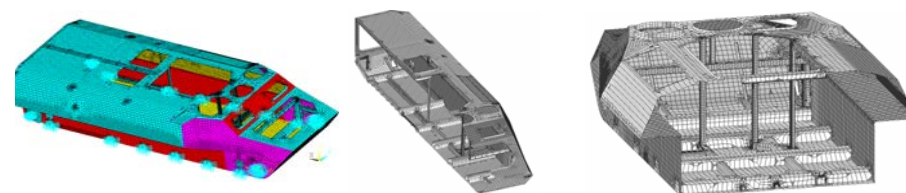


Рис. 8. Конечно-элементная модель корпуса тягача МТ-ЛБ в среде ANSYS

Преимуществом предложенной интегрированной схемы создания моделей и анализа свойств исследуемых корпусов является оперативность, универсальность и возможность изменения как структуры исследуемого объекта, так и его параметров. При этом процесс исследования естественно вписывается в проектные работы.

4. Примеры решение модельных задач. В качестве проверки работоспособности метода выступали расчеты КЭМ, построенной на базе корпуса МТ-ЛБ. На рис. 9, 10 приведены результаты тестовых расчетов напряженно-деформированного состояния корпуса тягача МТ-ЛБ при действии ударной волны. Видны характерные колебательные процессы в корпусе, соответствующие моментам прохождения нагрузки и моментам после ее снятия. На рис. 9 показана серия из 9-ти кадров, которая содержит наиболее характерные

картины распределения перемещений во время прохождения ударной волны. На рисунке видно последовательное прохождение фронта волн избыточного давления, которое вызывает прогибы элементов корпуса. В дальнейшем начинаются колебания элементов корпуса, вызванные прохождением ударной волны. Несмотря на то, что фронт волны моделировался проходящим вдоль продольной оси корпуса, на рис. 9 видна несимметричность поведения корпусных деталей. Это объясняется несимметричностью силовых и конструктивных элементов относительно продольной плоскости корпуса. На рис. 10 показаны графики вертикальных перемещений точек, расположенных на середине люка трансмиссионного отделения, носа, кормы (ряды 1, 2 и 3 соответственно).

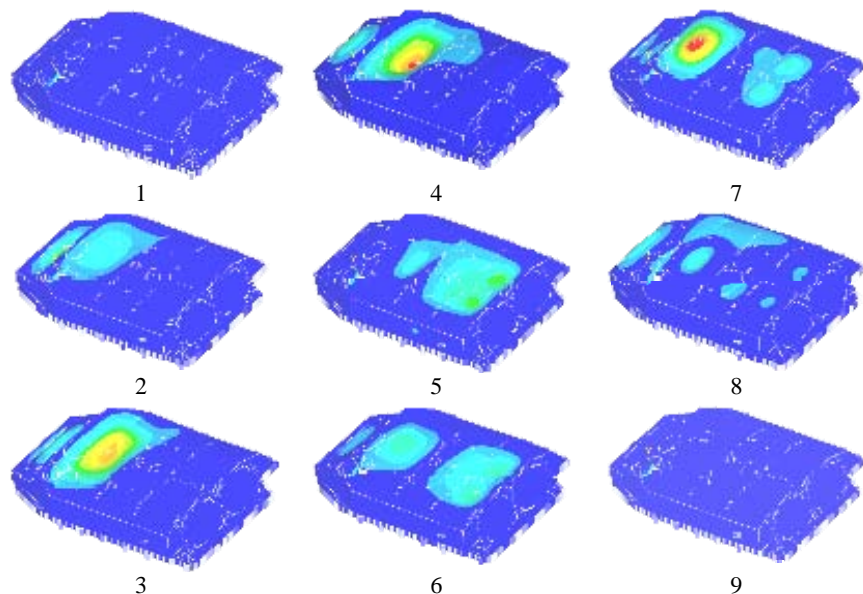


Рис. 9. Характерные распределения перемещений в корпусе боевой машины при прохождении ударной волны

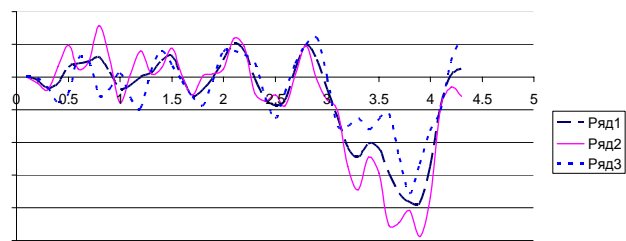


Рис. 10. Вертикальные перемещения характерных точек корпуса

Представленные демонстрационные результаты получены на основе применения описанных выше подходов к решению задачи и разработанных

моделей корпусов конкретных машин. Продемонстрирована работоспособность предложенной технологии исследований и ее эффективность, заключающаяся в адекватности моделирования реальных физико-механических процессов, автоматизации создания расчетных моделей и интеграции в среду автоматизированного проектирования корпусов ВГМ.

Заключение. Для решения задачи исследования напряженно-деформированного состояния корпусов гусеничных машин при действии ударной волны предложен новый подход, который позволяет провести комплексное оперативное решение возникающих задач.

Для исследования прочностных и жесткостных характеристик в качестве базового метода привлекается метод конечных элементов. Его основные особенности при применении к исследуемому корпусу заключаются в типах используемых конечных элементов, способах учета подвижной импульсной нагрузки, а также в подходе к созданию конечно-элементных моделей. Последняя задача решается на основе интегрированного подхода, естественно встраиваемого в процесс выполнения проектных работ.

С использованием разработанной общей математической модели, схем, методов и подходов возможно решение следующих возникающих задач: построение конечно-элементной модели корпуса и колпака изделия боевой машины; исследование напряженно-деформированного состояния корпусов МТ-ЛБ и других гусеничных машин при многовариантном варьировании параметров ударной волны и параметров корпусов; разработка рекомендаций по выбору основных конструктивных параметров корпуса проектируемого или модернизируемого изделия. В дальнейшем предполагается проведение расчетно-экспериментальных исследований для отработки численных моделей корпусов гусеничных машин и последующего решения задач синтеза.

Список литературы: 1. Дитрих Я. Проектирование и конструирование: Системный подход. – М.: Мир, 1981. – 456 с. 2. Зенкевич О.К. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 541с. 3. Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Чепурной А.Д., Орлов Е.А., Ткачук Н.Н., Бруль С.Т. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2006. – № 1. – С.73-79. 4. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. – М.: Наука, 1979. – 560с. 5. Ткачук Н.А., Бруль С.Т., Малакей А.Н., Гриценко Г.Д., Орлов Е.А. Структура специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза элементов транспортных средств специального назначения // Механіка та машинобудування. – 2005. – № 1. – С.184-194. 6. Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Глуценко Э.В., Ткачук А.В. Решение задач расчетно-экспериментального исследования элементов сложных механических систем // Механіка та машинобудування. – 2004. – № 2. – С.85-96. 7. Гриценко Г.Д., Бруль С.Т., Ткачук А.В. Специализированная система автоматизированного анализа прочности и жесткости корпусов легкобронированных машин для выбора их рациональных конструктивных параметров при импульсном воздействии от усилия стрельбы // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2006. – № 3. – С.10-20. 8. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Наука, 1965. 9. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов. – М.: Мир, 1979. – 392 с. 10. Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов – Киев: Наукова думка, 1971. 11. Вибрации в технике. Справочник в 6 томах. Том 6. Защита от вибрации и ударов. // Под ред. К.В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. – 456 с.

Поступила в редколлегию 22.01.07