

ски и зависят от угла β и линейного размера h . В свою очередь, величина угла β и линейный размер h зависят от конструктора машин, куда входит рассматриваемая зубчатая передача, то есть зависят от диаметра выбранной квазиглобoidной заготовки в горловом сечении и выбранной величины h , которая зависит от угла β .

При формообразовании квазиглобoidной заготовки круговая режущая кромка описывает цилиндрическую производящую поверхность. Диаметр круговой режущей кромки равен наружному диаметру цилиндрического прямозубого колеса за вычетом $4,5m_n$. Задние углы на инструментальном цилиндрическом колесе равны 0° , т. е. затыловка или острая заточка отсутствуют.

Вывод. В аналитическом виде получено станочное квазиглобoidное зубчатое зацепление с линейным контактом между цилиндрическим эвольвентным колесом и нарезаемым квазиглобoidным неэвольвентным колесом. Предложенная схема формообразования квазиглобoidных витков (зубьев) незатылованным режущим инструментом позволяет получить линейный контакт при любом передаточном отношении и снижает себестоимость изготовления зубчатых колес на 60%.

Список литературы: 1. Детали машин. Расчет и конструирование: Справочник / Биргер И.А., Борович Л.С., Громан М.Б. и др. – М.: Машиностроение, 1968. – Т.1. – 440с. 2. Витренко А.Н. Исследование геометрии и кинематики цилиндрико-гиперболоидных передач: Дисс... канд.техн. наук: 01.02.02. – Ворошиловград, 1975. – 214с. 3. Кириченко И.А. Гиперболоидная зубчатая передача, полученная цилиндрической производящей поверхностью: 36 научных работ. – Краматорськ: Вид-во ДДМА. – Вып.11. – 2001. – С.129-133. 4. Колчин Н.И., Литвин Ф.Л. Методы расчета при изготовлении и контроле зубчатых изделий. – М.: Mashgiz, 1952.- 269с. 5. Производство зубчатых колес: Справочник / С.Н. Калашиников, А.С. Калашиников, Г.И. Коган и др.; под общ. ред. Б.А. Тайца. – [3-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1990. – 464с.

Поступила (received) 30.03.2014

УДК 539.3

А.В. ЛИТВИНЕНКО, директор ООО "НИЦ УК "РТХ", Мариуполь;
Р.И. ШЕЙЧЕНКО, начальник сектора Представительства "УК "РТХ";
Р.В. ГРАБОРОВ, ведущий инженер Представительства "УК "РТХ";
М.А. БОНДАРЕНКО, студентка НТУ "ХПИ"

МЕТОД ЛИНЕАРИЗАЦИИ ПОВЕРХНОСТИ ОТКЛИКА В ЗАДАЧЕ ОБОСНОВАНИЯ ПРОЕКТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТОНКОСТЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

В статье предложен метод линеаризации поверхности отклика в задаче обоснования проектных параметров тонкостенных элементов машиностроительных конструкций. Он состоит в представлении целевой функции и ограничений в виде линейных форм от варьируемых параметров. Коэффициенты этих форм вычисляются на основе конечно-разностной аппроксимации. Рациональные параметры проектируемых конструкций определяются путем использования полученных аппроксимационных зависимостей. Далее, приняв в качестве исходной точки полученный набор параметров, производится следующий этап уточнения аппроксимационных зависимостей. После этого процесс уточнения повторяется на основе уже улучшенного аппроксимационного представления функций качества и ограничений. В результате многократного повторения этой процедуры получается более точное решение задачи по сравнению с традиционными одноэтапными процедурами. При этом на каждом шаге (этапе) все операции производятся с линеаризованными функциями, что существенно ускоряет процесс поиска параметров, удовлетворяющих текущим критериям и ограничениям.

Ключевые слова: линеаризация, тонкостенный элемент, бронекорпус, вагон, цистерна, автобус, напряженно-деформированное состояние, собственная частота колебаний, устойчивость, поверхность отклика.

Введение. В настоящее время проектируется и изготавливается большое количество тонкостенных машиностроительных конструкций, находящихся в условиях эксплуатации, которые сильно изменяются в зависимости от различных факторов. При этом важно, что различные факторы влияют на интенсивность нагрузок, на нагрузочную способность и долговечность различным образом. Так, при действии усилий от ветровой нагрузки получается стохастическое распределение аэродинамических усилий. Такой же характер носят и распределения нагрузок, возникающих при движении транспортных средств по автомобильным дорогам и железнодорожным путям, хотя их характеристики и природа возникновения отличны от выше упомянутых. Те же аргументы можно отнести и к таким нагрузкам как технологические, контактные, сейсмические и т.п.

Устоявшаяся практика расчета машиностроительных конструкций в этом случае состоит в определении нескольких типов характерных нагрузок: экстремальных, номинальных, изменяемых в определенном диапазоне по некоторому закону распределения и т.п. Далее расчет производится по каждому типу режимов нагружения с установлением того или иного критерия и ограничения (по прочности, жесткости, массе и т.п.).

Основным недостатком перечисленных подходов является привязка к тому или иному набору конкретных значений параметров. Отвлекаясь от степени обоснованности применяемой методики для расчета физико-механических процессов и состояний, именно фактор невариативности параметров следует принять наиболее значимым препятствием для процедуры синтеза рациональных параметров проектируемых тонкостенных машиностроительных конструкций. Это объясняется тем, что варьирование одних и тех же параметров по-разному сказывается на изменении их оптимальных значений по различным критериям и ограничениям (в зависимости от типа расчета, режима, процесса и т.п.). Учитывая в дополнение также и то обстоятельство, что результирующие поверхности отклика (т. е. значения некоторых характеристик, получаемых в результате расчетов и важных с точки зрения функционирования проектируемой конструкции) в общем случае описываются нелинейными функциями параметров, получаем в итоге очень сложную многослойную задачу синтеза. В свою очередь это резко снижает эффективность решения задач обоснования рациональных параметров тонкостенных машиностроительных конструкций. Этот недостаток еще более усугубляется тем обстоятельством, что сами критерии, ограничения, структура исследуемой конструкции являются изменяемыми уже в ходе выполнения проектных разработок. В результате получаемые решения задач синтеза теряют свое значение с практической точки зрения, а, значит, безрезультатно затрачиваются вычислительные, финансовые и временные ресурсы.

Анализ существующих методов. Для устранения указанного противоречия предлагается несколько путей. Самый простой, но затратный, состоит в предварительном исследовании как можно большего количества возможных вариантов проектных решений и конструктивных параметров. Эта задача в силу лавинообразного роста массива информации зачастую не под силу даже при наличии больших вычислительных ресурсов. Оправданным такой путь [1-4] является либо на первых этапах проектирования для выбора концептуальных решений, либо для конструкций с минимальным количеством варьируемых параметров. Второй из возможных путей предусматривает применение для решения поставленной задачи известных или новых и усовершенствованных методов оптимизации [5-11]. Алгоритмы оптимизации, их реализующие, в настоящее время встраиваются в современные пакеты конечно-элементного анализа

[12, 13] и для некоторых типов конструкций дают удовлетворительные результаты. Однако, как отмечалось выше, при многократном изменении критериальных функций получаемые результаты могут резко изменяться, например, скачкообразно при непрерывном варьировании тех или иных параметров. Это может быть вызвано как видом целевой функции, так и ограничений, а также особенностями реализуемого физико-механического процесса или состояния. Кроме того, дополнительной проблемой в этом случае является имплементация критериальных функций, отличающихся от традиционно присутствующих в инженерных расчетах (к примеру, экономических, технологических и т.п.).

Рассмотренные здесь технологии можно условно назвать процедурами "белого и черного ящиков". В первом случае путем больших затрат получается информация о поведении критериальных функций в большом диапазоне варьирования параметров. Во втором случае знание о функции ограничивается путем вычисления неких характеристик после решения тех или иных задач анализа реализуемого процесса или состояния. Как зачастую и в других случаях, эти крайние в определенном смысле подходы имеют множество "врожденных" недостатков, естественным образом следующих из их природы.

Для преодоления отрицательных сторон, присущих упомянутому подходу "черного и белого ящиков", требуется разработка альтернативно-компромиссных методов. **Цель данной работы** – создание одного из вариантов такого метода.

Постановка задачи. Ставится задача разработки метода обоснования рациональных параметров и конструктивных решений тонкостенных машиностроительных конструкций по критериям минимизации массы, снижения напряжений, уменьшения вибраций и т. п. с учетом постепенно локализуемых линейных аппроксимаций критериальных величин от варьировемых параметров. Под *линеаризуемыми аппроксимациями* понимается приближение в некоторой подобласти области варьирования параметров точной поверхности отклика той или иной величины на изменение параметров. Под *локализацией* понимается та особенность процедуры линеаризации, что сами размеры и расположение области, в пределах которой осуществляется аппроксимация, могут изменяться по ходу решения задачи (перемещаться и сужаться).

Если первая процедура (линеаризация) является компромиссным (по сравнению с алгоритмом "белого ящика") вариантом аппроксимации, "затемняющим" действительное поведение описываемой таким образом функции, то вторая – тоже компромиссная, но ее "обеляющая".

Получаемая в итоге последовательность аппроксимационных функций отображает переход от "почти черного ящика" до "почти белого ящика". Если назвать этот подход методом "серого ящика", то для такого компромиссного алгоритма возникает проблема разработки альтернативного традиционным способом линеаризации критериальных функций. При этом требуется относительная простота, точность и универсальность такого метода.

Методы решения задачи. Рассмотрим задачу оптимизации в виде:

$$I(H, u, p) \rightarrow \min; \quad (1) \quad H(u, p) \geq H^*; \quad (2) \quad L(u, f, p, H) = 0, \quad (3)$$

где I – функция качества (масса, напряжения и т.п.); u – переменная, описывающая то или иное состояние или процесс в исследуемом объекте; H^* – ограничения на технические характеристики H ; L – оператор задачи анализа физико-механического процесса или состояния, реализующегося в ходе эксплуатации конструкции; f – внешние нагрузки; P – множество обобщенных параметров p .

Под обобщенными параметрами подразумевается набор величин, структур,

форм, распределений, которые, во-первых, полностью определяют математическую модель исследуемого процесса; во-вторых, они неизменны при решении задачи анализа; в-третьих, они являются варьруемыми в ходе решения задачи синтеза.

Такой подход соответствует заявленному в работах [14-15]. Он дает возможность распространить технологию традиционного оперирования с параметрами на множество обобщенных параметров.

Если рассматривать тонкостенные конструкции, то оператор L определяется на многообразии R в трехмерном пространстве. Это многообразие является объединением срединных поверхностей оболочек, пластин и линий стержней, составляющих 3D область Ω , занимаемую исследуемым объектом:

$$\Omega = R \times t, \quad (4)$$

где t – толщина пластины, оболочки (либо поперечное сечение), являющиеся распределенным по точкам Z многообразия R обобщенным параметром $t(Z)$.

Т.о., на начальных этапах проектных исследований ставятся и решаются две основные задачи:

- 1) Определение структуры ("скелета") тонкостенной конструкции R
- 2) Обоснование рационального распределения толщины, а также формы и размеров поперечного сечения $t(Z)$

В этом контексте задача 1) является задачей структурной, а 2) – параметрической оптимизации, причем $t(Z)$ – распределенный обобщенный параметр.

Следуя работам [16-19], можно трансформировать исходную континуальную постановку задачи (1)-(4) в дискретную. Для этого следует ввести в рассмотрение, кроме дискретизации u, f, L , еще и дискретизацию множества обобщенных параметров P . Принимая во внимание, что в дальнейшем рассматривается задача параметрической оптимизации $t(Z)$ следует ограничиться именно дискретизацией этого распределенного параметра.

Возникающую задачу дискретизации распределенного параметра t можно увязать с дискретизацией задачи (3). Если применить для этого метод конечных элементов (МКЭ) [20], то задачи "физической" и "параметрической" дискретизации окажутся естественным образом связанными. При этом в формируемых соотношениях МКЭ параметр $t(Z)$ автоматически будет присутствовать в виде распределения толщин конечных элементов, площадей и моментов инерции поперечного сечения либо по конечным элементам, либо по узлам конечно-элементной сетки.

В частности, если представить R в виде объединения (ансамбля) конечных элементов R_e :

$$R = \bigcup_e R_e, \quad e = 1, \dots, N_e, \quad (5)$$

то в простейшем случае можно аппроксимировать t кусочно-постоянными функциями:

$$t/R_e = t_e = \text{const}. \quad (6)$$

Тогда, не нарушая стандартных процедур конечно-элементного моделирования, можно получить явные или неявные зависимости величин, определяющих физико-механические свойства исследуемого объекта, от набора параметров (6).

Так, если рассматривать статическое и динамическое напряженно-деформированное состояние тонкостенной конструкции, спектр ее собственных частот ω_i и критических усилий Q_i (из условий потери устойчивости), то приходим к соответствующим системам уравнений:

$$K \cdot u = f; \quad (7) \quad M \cdot \ddot{u} + C\dot{u} + Ku = f(t); \quad (8)$$

$$\text{Det}(K - \omega^2 M) = 0; \quad (9) \quad ([K] + \lambda_i [S]) \{\psi_i\} = 0, \quad (10)$$

где K, M, C – матрицы жесткости, масс и демпфирования конечно-элементного ансамбля, моделирующего исходную тонкостенную конструкцию; u, f – векторы узловых нагрузок и внешних сил; $[S]$ – матрица геометрической жесткости; $\lambda_i - i$ -е собственные значения по критерию устойчивости; $\{\psi_i\}$ – собственный вектор, характеризующий возможную форму потери устойчивости.

В работах [16-18] показано, что зависимости

$$K = K(t_e); \quad M = M(t_e); \quad C = C(t_e), \quad f = f(t_e), \quad (11)$$

можно представить в окрестности некоторой базовой точки $t^{(0)}$ с достаточной степенью точности в линейном виде:

$$\left. \begin{aligned} K(t) &\approx K(t^{(0)}) + K'(t^{(0)}) \cdot \alpha; \\ M(t) &\approx M(t^{(0)}) + M'(t^{(0)}) \cdot \alpha; \\ C(t) &\approx C(t^{(0)}) + C'(t^{(0)}) \cdot \alpha; \\ f(t) &\approx f(t^{(0)}) + f'(t^{(0)}) \cdot \alpha, \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

где $t = \{t_1, t_2, \dots, t_{N_e}\}^T$; $t^{(0)} = \{t_1^{(0)}, t_2^{(0)}, \dots, t_{N_e}^{(0)}\}^T$; $\alpha = \left\{ \left[\frac{t_1 - t_1^{(0)}}{t_1^{(0)}} \right], \left[\frac{t_2 - t_2^{(0)}}{t_2^{(0)}} \right], \dots, \left[\frac{t_{N_e} - t_{N_e}^{(0)}}{t_{N_e}^{(0)}} \right] \right\}^T$, а матрицы K, M, C, K', M', C' и векторы f, f' не зависят от t .

В данном случае декларируется справедливость линеаризации свойств конечно-элементной модели исследуемого объекта вблизи некоторой точки $t^{(0)}$ многомерного параметрического подпространства, дискретизирующего непрерывно распределенный параметр $t(Z)$. Здесь α – массив относительных (безразмерных) величин, характеризующих степень изменения толщин отдельных конечных элементов.

Располагая представлениями (1) и подставляя их в соотношения (7)-(9), можно, следуя работам [16-19], утверждать, что решения задач (7)-(9) при варьировании массива параметров t (а, значит, и α), с достаточной степенью точности представимы в виде линейной зависимости от степени их варьирования. Другими словами,

$$u(\alpha) \approx u(0) + \nabla_1(0) \cdot \alpha; \quad (13) \quad u(\alpha) \approx u(0) + \nabla_2(0) \cdot \alpha; \quad (14)$$

$$\omega_i(\alpha) \approx \omega_i(0) + \nabla_3^i(0) \cdot \alpha; \quad i = 1, 2, \dots; \quad (15) \quad Q_j(\alpha) \approx Q_j(0) + \nabla_4^j(0) \cdot \alpha; \quad j = 1, 2, \dots \quad (16)$$

Здесь ∇_q ($q=1 \div 4$) – некоторые матрицы, соответствующие обратным оператором задач (7)-(10).

Подведя промежуточный итог после данного этапа, можно утверждать, что соотношения (13)-(16) задают потенциальную возможность определения отклика исследуемого процесса или состояния на изменение (варьирование) параметров (или безразмерных степеней их варьирования). В то же время открытым остается вопрос вычисления самих матриц чувствительности ∇_q ($q=1 \div 4$).

Способ вычисления матриц чувствительности. Вычисление матриц чувствительности ∇_q поставляет информацию, необходимую для аппроксимации зависимости характеристик контролируемого физико-механического процесса или состояния от параметров, которые определяет объект исследований. Учитывая линейность задачи по внешним воздействиям (т.е. "физическую") и примерную линейность по изменению параметров в окрестности некоторой базовой точки (т.е. описанную выше "параметрическую"), можно заключить, что и критерийные величины (1), (2) или линейны по своей структуре, или линеа-

ризуемы по параметрам p (в т. ч. и по $t(Z)$). При этом задача (1)-(3) превращается из задачи в общем случае нелинейного программирования в задачу линейного программирования, что существенно ускоряет процесс ее решения.

Т.о., основным препятствием на пути ускорения решения задач синтеза является определение компонент матриц чувствительности ∇_q (см. выше). Рассмотрим решение этой задачи без снижения общности на примере параметров t . Для решения получаемой задачи можно обратиться к методам теории возмущений [21-26]. При этом можно получить точные выражения компонент матриц чувствительности ∇_q в аналитическом виде. Однако точность аппроксимационных представлений (13)-(16), справедливых для бесконечно малых α_e , может резко ухудшиться при малых, но конечных α_e . Т.о., ценность представлений (13)-(16) снижается в силу чрезмерной их "локализации" (т.е. их точность и применимость ограничивается в этом случае бесконечно малой окрестностью базовой (номинальной, исходной) точки $t^{(0)}$ параметрического подпространства). Это, в свою очередь, сводит на нет предполагаемые преимущества линеаризации в русле предлагаемого в работе подхода.

В связи с этим необходим альтернативный способ вычисления компонент матриц чувствительности. Его можно построить, следуя подходам, изложенным в работах [16-19]. Так, вводя в рассмотрение некоторую характерную величину интенсивности α_e^* (разную в общем случае для различных конечных элементов), можно задать множество так называемых "реперных" точек:

$$\alpha_\tau^\wedge = \{0, 0, \dots, 0, \alpha_\tau^*, 0, \dots, 0\}^T, \quad (17)$$

где ненулевым компонентом массива α_τ^\wedge является только компоненты с номером τ . Тогда для вычисления компонент матриц чувствительности $\nabla_q^{(\varphi, \psi)}$ можно использовать их конечно-разностную аппроксимацию:

$$\nabla_q^{(\varphi, \psi)} \approx \frac{[u_\varphi(\alpha_\tau^\wedge) - u_\varphi(0)]}{\alpha_\tau^*}, \quad q = 1 \div 4, \quad (\varphi, \psi) = 1 \div N_e. \quad (18)$$

Здесь $u_\varphi(\alpha_\tau^\wedge)$ – реперные решения, т.е. численные решения (7)-(10) при $\alpha = \alpha_\tau^\wedge$. Соотношение (18) локально (в предельном случае бесконечно малых приращений α_e^*) эквивалентно коэффициентам чувствительности, вычисляемым по теории возмущений [21-26]. В то же время, ухудшая (в строгом смысле) локальное представление ∇_q , в "глобальном" смысле (т.е. в среднем по объему, отсекаемому "реперными" точками как угловыми точками параллелепипеда в пространстве t_e) получаем более точное соответствие выражений (13)-(16) настоящим поверхностям отклика за счет учета свойств аппроксимируемых функций "в среднем" по конечной окрестности (в которой, а не в бесконечно малой окрестности, и отыскивается рациональное сочетание искомых параметров).

Т.о., можно сделать вывод, что получен инструмент приближенного вычисления компонент матриц чувствительности, базирующийся только на использовании свойств линейности (или возможности линеаризации) аппроксимируемых функций.

Алгоритм обоснования проектных решений. Выражение (18) в силу сделанных выше примечаний относительно линейности (или линеаризации) можно применить и к функциям I, H :

$$I \approx I(0) + \nabla_I \cdot \alpha^T; \quad \nabla_I^{(\psi)} = \frac{I(\alpha_{\psi}^{\wedge}) - I(0)}{\alpha_{\psi}^*}; \quad \nabla_I = \{\nabla_I^{(1)}, \nabla_I^{(2)}, \dots, \nabla_I^{(N_c)}\}^T; \quad (19)$$

$$H \approx H(0) + \nabla_H \cdot \alpha^T; \quad \nabla_H^{(\psi)} = \frac{H(\alpha_{\psi}^{\wedge}) - H(0)}{\alpha_{\psi}^*}; \quad \nabla_H = \{\nabla_H^{(1)}, \nabla_H^{(2)}, \dots, \nabla_H^{(N_c)}\}^T. \quad (20)$$

В итоге исходная задача нелинейного программирования (1)-(3) приводится к задаче линейного программирования.

$$\nabla_I \cdot \alpha^T \rightarrow \min; \quad (21) \quad \nabla_H \cdot \alpha^T \geq H^* - H(0). \quad (22)$$

Для решения получаемой задачи можно применить один из множества известных методов [21-27].

Как примечание к (21), (22), можно отметить, что при этом массивы коэффициентов чувствительности ∇_I , ∇_H вычисляются по схеме (19), (20), которая альтернативна традиционным, а степень "прозрачности" условного "серого ящика" изменяется вместе с изменением степени локализации, определяемой значениями α^* .

Проведя описанную выше цепь линейризаций, в итоге получаем последовательность задач линейного программирования (21), (22) с изменяемым положением базовой точки $t^{(0)}$ и сужающимся диапазоном изменения α^* . Это означает, что, пошагово приближаясь к описываемому решению (21), (22), можно попутно уточнять также характер поведения и решения задач анализа (13)-(16), и значения чувствительностей (18)-(20).

Естественно, что на каждом из шагов и этапов решения поставленной в работе задачи допускается определенная погрешность, порождаемая как характером поведения аппроксимационных функций, так и видом аппроксимационных зависимостей, а также шагом конечно-разностных приближений. В работе не получены оценки погрешности, привносимой на каждом из этапов. Вместо этого предлагается провести решение серии тестовых задач для отдельных машиностроительных конструкций и оценить допустимую итоговую погрешность в каждом случае и в целом. В каждом случае оценка погрешности производится на примере напряжений, перемещений, частот и критических усилий.

Тестовая задача 1: напряженно-деформированное состояние корпуса многоцелевого тягача МТ-ЛБ.

Исследуется напряженно-деформированное состояние бронекорпуса тягача типа МТ-ЛБ (рисунок 1).

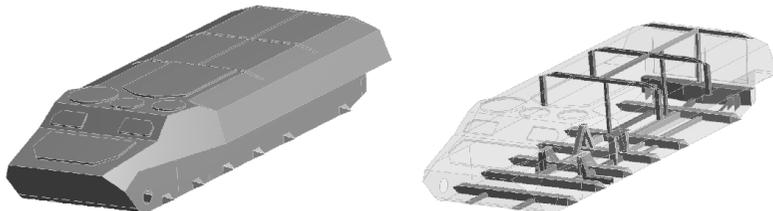


Рисунок 1 – Геометрическая модель многоцелевого тягача МТ-ЛБ

На бронекорпус действует избыточное давление q (в общем случае – динамическое, однако при малой скорости нарастания его можно представить как квазистатическое). Условно величина q принята равной 10кПа, а толщины всех элементов бронекорпуса – 6мм. Свойства материала: модуль упругости $E=210$ ГПа, коэффициент Пуассона $\nu=0,3$.

Ставится задача определения зависимости максимальных напряжений по Мизесу σ_{\max} от степени виртуального утонения (утолщения) элементов всех проекций бронекорпуса.

Изменение степени утонения/утолщения задается при помощи параметра $\alpha \in [-0,33; 0,33]$. Т.о., $t^{(0)}=6$ мм, $\alpha^*=\pm 0,33$.

На рисунке 2 представлены характерные распределения напряжений по Мизесу σ_{σ} в бронекорпусе МТ-ЛБ.

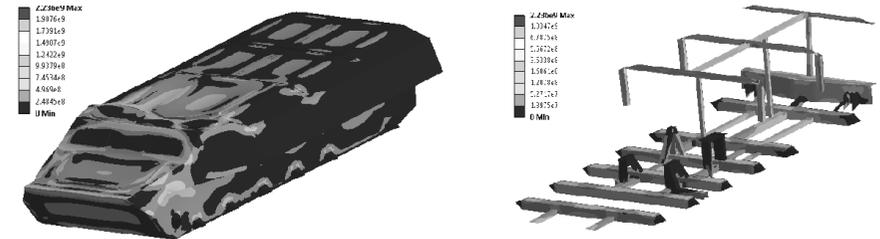


Рисунок 2 – Распределения компонент напряженно-деформированного состояния в бронекорпусе МТ-ЛБ при $\alpha=6$ мм

На рисунке 3 – интегральные зависимости $\sigma_{\sigma}^{\max}(\alpha)$.

Как видно из представленных иллюстраций, сам характер распределения компонент напряженно-деформированного состояния бронекорпуса остается близким к таковому для базового случая $t^{(0)}=6$ мм, а зависимость $\sigma_{\sigma}^{\max}(t)$ приближается линейной зависимостью (см. рисунок 3) с погрешностью не более 4÷6%. Это свидетельствует в пользу применимости предложенного в работе подхода.

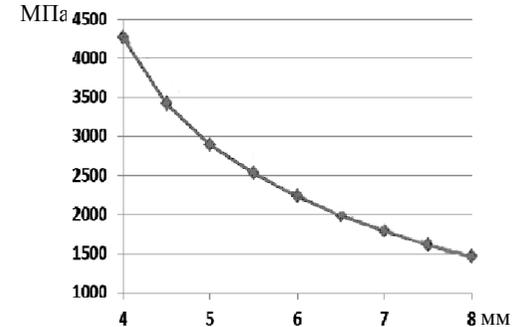


Рисунок 3 – Зависимость максимальных эквивалентных напряжений по Мизесу $\sigma_{\sigma}^{\max}(\alpha)$ для корпуса тягача МТ-ЛБ от толщины панелей бронекорпуса

Тестовая задача 2: потеря устойчивости силового каркаса автобуса.

Выполняется анализ потери устойчивости каркаса пассажирского автобуса среднего класса в условиях тестового испытания на пассивную безопасность с использованием конечно-элементного анализа. К крыше автобуса приложена сила величиной 10кН, нижняя часть рамы жестко закреплена. Задача, которая сформирована в результате рассмотрения исследуемой конструкции, решается в геометрически линейной постановке и заключается в определении коэффициента запаса устойчивости и характера деформаций, которые приводят к потере устойчивости (примеры формы потери устойчивости – рисунок 4). График зависимости коэффициента запаса потери устойчивости от толщины стенок труб, из которых построен каркас кузова автобуса, приведен на рисунке 5.

Т.о., с приемлемой для практических расчетов точностью величины критических усилий, вызывающих потерю устойчивости силового каркаса автобуса, можно приблизить линейризованной зависимостью от толщин его элементов, при этом допуская погрешность не выше 5%.

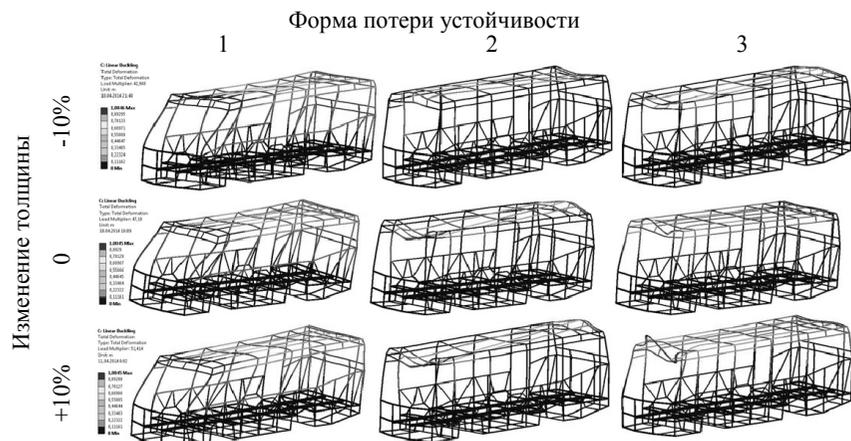


Рисунок 4 – Формы потери устойчивости каркаса автобуса при различных толщинах стенок труб

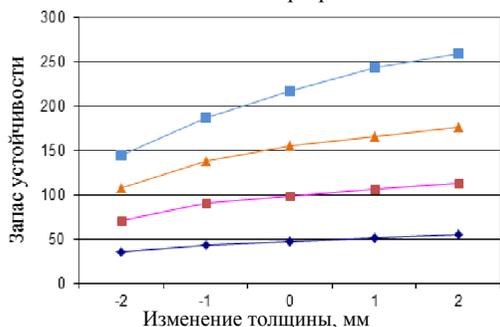


Рисунок 5 – Влияние изменения толщины стенок труб на коэффициент запаса устойчивости

поворотов в области расчетной модели, соответствующей опиранию на пятник. На рисунке 6 приведены распределения перемещений и напряжений в кузове полувагона при толщине стенок 7мм.

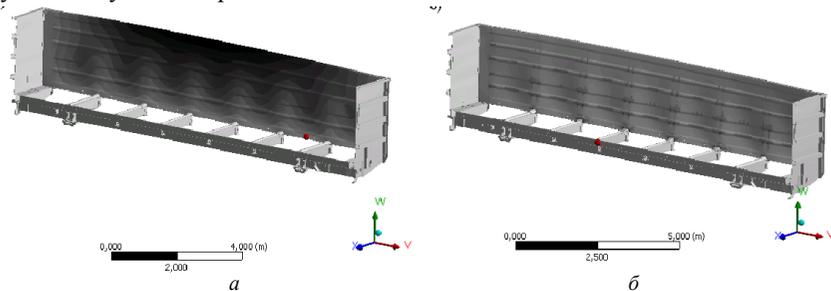


Рисунок 6 – Полученные эпюры распределений при толщине стенок 7 мм: а – перемещения в кузове; б – напряжения по Мизесу в кузове

График, приведенный на рисунке 7, иллюстрирует, как изменение толщины стенок кузова полувагона влияет на его напряженное состояние.

Т.о., представленные результаты свидетельствуют о достаточной точности применяемых линейных аппроксимаций (погрешность – около 4÷6%), построенных на основе предложенного в работе подхода.

Тестовая задача 4: собственные частоты колебаний железнодорожной цистерны.

В расчет собственных частот включено эффекты предварительного напряжения, потому что влияние нагрузки для тонкостенных конструкций может оказаться принципиально важным (сжимающие нагрузки снижают резонансные частоты, а растягивающие – увеличивают). В данном случае нагружение цистерны учитывает действие давления насыщенных паров груза, бензина, – 22,2кПа. Статическая определенность конструкции достигнута жестким закреплением опор.

Некоторые формы собственных колебаний цистерны приведены на рисунках 8, 9.

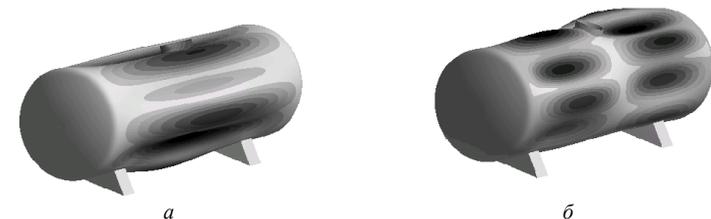


Рисунок 8 – Формы собственных колебаний цистерны с толщиной стенки 10 мм: а – седьмая форма; б – восьмая форма

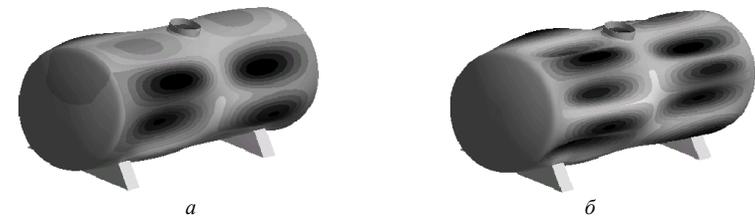


Рисунок 9 – Формы собственных колебаний цистерны с толщиной стенки 10 мм: а – двенадцатая форма; б – пятнадцатая форма

Результаты исследований влияния толщины стенок на величины собственных частот наглядно представлены на рисунке 10.

Из представленных данных следует справедливость аппроксимации изменения собственных частот при варьировании толщин оболочечной конструкции линейной функцией от a с погрешностью не выше 4%.

Анализ результатов и выводы. В работе обоснован, реализован и опробован новый подход к решению задач анализа физико-механических процессов и синтеза параметров тонкостенных машиностроительных конструкций по критериям

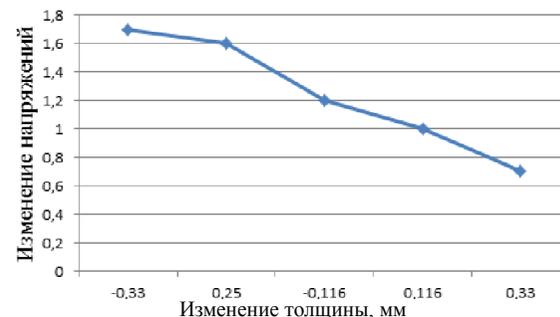


Рисунок 7 – График зависимости относительных значений напряжений в кузове полувагона от степени изменения толщины его стенок

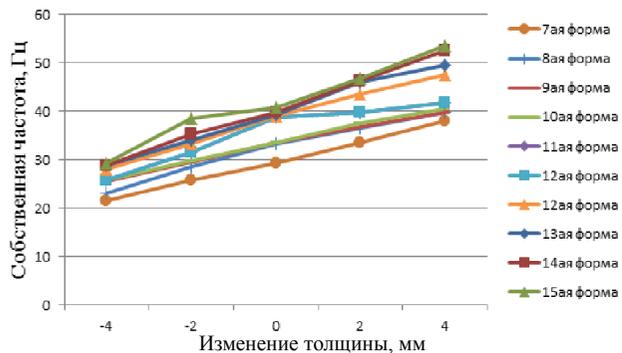


Рисунок 10 – График зависимости величин собственных частот цистерны от толщины ее стенки

"ка", получение частичного знания о поведении аппроксимируемой функции. В частности, предложена линеаризация изменения зависимых от параметров величин в окрестности исходной базовой точки, причем чувствительность контролируемых величин на варьирование параметров определяется на основе конечно-разностных вычислений с использованием "реперных" решений, которые соответствуют решению задач анализа при варьировании отдельных параметров на некоторую величину. Положение исходной точки, а также величины шагов по параметру определяют точность приближения действительной поверхности отклика, т.е. увеличивается степень "прозрачности серого ящика". При этом, как отмечалось, использован способ определения чувствительности, альтернативный традиционной технологии теории возмущений. Объединение названных особенностей дает возможность соединить преимущества аналитических и численных решений задач анализа и синтеза тонкостенных конструкций, тем самым существенно ускоряя процесс проектных исследований и обоснование рациональных параметров проектируемых изделий.

Для демонстрации преимуществ предложенного подхода был решен ряд тестовых задач о прочности, жесткости, спектре собственных частот колебаний и об устойчивости деформирования на примере корпуса тягача, грузового полувагона, цистерны, каркаса автобуса. Конструкции принимались к исследованию с упрощенной геометрией, параметрами и нагрузками. По итогам анализа результатов расчетов проиллюстрирована применимость и точность предложенного подхода.

В дальнейшем на основе предложенного подхода предлагается провести решение серии задач анализа и синтеза реальных тонкостенных конструкций при действии системы номинальных и экстремальных нагрузок.

Список литературы: 1. Пелешико Е.В., Ткачук Н.Н., Грищенко Г.Д., Ткачук Н.А. Специализированный интегрированный программно-модельный комплекс на основе обобщенного параметрического описания сложных механических систем // Вісник НТУ "ХПИ". Тем. вип. Машинознавство та САПР. – 2007. – №3. – С.101-117. 2. Грищенко Г.Д., Ткачук А.В., Ткачук Н.А., Пелешико Е.В., Бруль С.Т., Литвищенко А.В. Применение специализированных систем автоматизированного анализа и синтеза сложных механических конструкций: определение напряженно-деформированного состояния и обоснование параметров // Вісник НТУ "ХПИ". Тем. вип. Машинознавство та САПР. – 2008. – №14. – С.17-25. 3. Пелешико С.В., Ткачук М.А., Бруль С.Т., Литвищенко О.В., Карапечник І.М. Комплексне дослідження міцності та жорсткості корпусів транспортних засобів спеціального призначення // Вестник НТУ "ХПИ". Тем. вип. Транспортне машиностроение. – 2010. – №39. – С.116-131. 4. Карапечник І.М. Підвищення тактико-технічних характеристик легкоброньованих машин шляхом забезпечення міцності бронекорпусів / І.М. Карапечник, С.Т. Бруль, М.А. Ткачук, Є.В. Пелешико, О.В. Кохановська // Військово-технічний збірник / Академія сухопутних військ. – Львів: АСВ. 2012. – № 2(7) – С.33-43. 5. Сеа Ж. Оптимизация. Теория и алгоритмы. – М.: Мир. 1973. – 244с. 6. Рейклейтис Г., Рейвиндран А., Рэсдел К. Оптимизация в технике. Том 1. – М.: Мир, 1986. –

прочности, жесткости, устойчивости и вибрационной возбудимости. Он базируется на линеаризации искомым критерияльных величин в зависимости от степени изменения варьируемых параметров. При этом предложена новая разновидность технологии "серого ящика", предусматривающая, в отличие от вариантов "белого ящика" и "черного ящи-

348с. 7. Рейклейтис Г., Рейвиндран А., Рэсдел К. Оптимизация в технике. Том 2. – М.: Мир, 1986. – 320с. 8. Кіндрацький Б.І. Багатокритеріальний структурно-параметричний синтез машинобудівних конструкцій: дис...докт.техн.наук. – Львів: Львівська політехніка, 2004. – 392с. 9. Кіндрацький Б., Сулим Г. Сучасний стан і проблеми багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій (огляд) //Машинознавство. – 2002. – № 10. – С.26-40. 10. Кіндрацький Б.І. Концепція і алгоритм багатокритеріального структурно-параметричного синтезу машинобудівних конструкцій // Вісник ТДТУ імені Івана Пулюя. – 2003. – Том 8. – № 1. – С.73-82. 11. Кіндрацький Б.І. Концепція і алгоритм ієрархічного багатокритеріального структурно-параметричного синтезу машинобудівних конструкцій / В кн.: Zagadnienia dydaktyczne w środowisku systemów technologicznych. – Lublin: Lubelskie Towarzystwo Naukowe, 2003. – С.113-116. 12. http://www.ansys.com. 13. http://www.mscsoftware.com. 14. Веретельник Ю.В., Миргородский Ю.Я., Пелешико Е.В., Ткачук Н.А. Параметрические модели элементов сложных систем как основа построения специализированных расчетных систем // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПИ", 2003. – №1, т.2. – С.3-7. 15. Ткачук Н.А., Грищенко Г.Д., Чепурной А.Д., Орлов Е.А., Ткачук Н.Н. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания // Механіка та машинобудування. – 2006. – №1. – С.57-79. 16. Танченко А.Ю. Влияние толщины панелей на спектр собственных частот колебаний корпусов транспортных средств специального назначения // Вісник НТУ "ХПИ". Серія Машинознавство та САПР. – 2013. – №1(975). – С.138-145. 17. Ткачук Н.А., Литвищенко А.В., Костенко Ю.В., Танченко А.Ю., Грабовский А. В. Линеаризация функции отклика прочностных и динамических характеристик тонкостенных конструкции на изменение толщины // Вісник НТУ "ХПИ". Серія Транспортне машинобудування. – 2014. – № 14(1057). – С.138-154. 18. Танченко А.Ю. Динамические и прочностные характеристики тонкостенных элементов машиностроительных конструкций при уменьшении толщины в процессе эксплуатации / А.Ю. Танченко, Н.А. Ткачук, И.В. Артемов, А.В. Литвищенко // Актуальные вопросы машиностроения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: А.А. Дюжев [и др.]. – 2013. – Вып.2. – С.210-213. 19. Ткачук Н.А. Чувствительность прочностных и жесткостных характеристик тонкостенных элементов машиностроительных конструкций к неравномерному изменению толщины / Н.А. Ткачук, А.В. Литвищенко, А.В. Ткачук, А.В. Грабовский // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Випуск 137/2013. Серія: Механіка, енергетика, екологія. – 2013. – С.187-191. 20. Zienkiewicz O.C. The Finite Element Method. Vol. 1: Basic Formulation and Linear Problems / O.C. Zienkiewicz, R.L. Taylor. – London: Mc Graw-Hill, 1989. – 648p. 21. Марчук Г.И. Методы вычислительной математики / Г.И. Марчук. – М.: Наука. Гл.ред. физ.-мат. лит., 1980. – 536с. 22. Гузь А.Н. Метод возмущения формы границы в механике сплошных сред / А.Н. Гузь, Ю.Н. Немчи. – К.: Вища шк., 1989. – 352с. 23. Штейнвольф Л.И. Динамические расчеты машин и механизмов. М.- К.: МАШГИЗ, 1961. – 340с. 24. Симсон Э.А. Методика анализа чувствительности вибрационных параметров механических систем / Э.А. Симсон, С.А. Назаренко, М.В. Трохан // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2/4(32). – 2008. 25. Голоскоков Е.Г. Нестационарные колебания механических систем / Е.Г. Голоскоков, А.П. Филиппов. – К.: Наукова думка, 1966. – 335с. 26. Гринев В.Б. Оптимизация стержней по спектру собственных значений / В.Б. Гринев, А.П. Филиппов. – К.: Наукова думка. 1979. – 211с. 27. Карманов В.Г. Математическое программирование – М.: Наука, 1975. – 272с.; 6-е изд. – Физматлит, 2008. – 263с.

Поступила (received) 21.01.2014

УДК 681.12.08:534.09

А.В. МАМОНТОВ, старший преподаватель каф. ОТ ХНУРЭ, Харьков

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ СПОСОБА ОПРЕДЕЛЕНИЯ СТАТИЧЕСКОЙ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТИ РОТОРОВ

Рассматривается новый способ измерения статической неуравновешенности роторов. Выводятся формулы для расчета угла и величины дисбаланса. Расчет основан на предварительном измерении частот свободных колебаний ротора, установленного на маятниковую раму.

Ключевые слова: балансировка, дисбаланс, ротор, маятниковая рама, свободные колебания.

Введение. Актуальность задачи. Одной из важных технологических задач в машиностроении остается уравнивание роторов (балансировка) различных машин и механизмов.

Не смотря на значительные достижения науки и техники в этой области, проблема по-прежнему остается *актуальной*, так существующие способы и

© А.В. Мамонтов, 2014